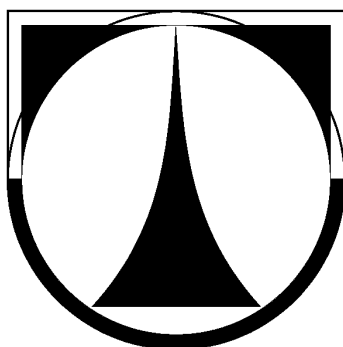


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Průtokové charakteristiky sacího ventilu
hydraulického tlumiče

Diplomová práce

Liberec 2006

Alexander Prošek

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu prof. RNDr. Janu Šklíbovi za vedení celé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval členům hydrodynamické laboratoře Technické univerzity v Liberci, ve které byl experiment proveden, zvláště panu Ing. Tomáši Zůbkovi za pomoc při měření i přípravě experimentu. Dále panu Doc. Ing. Jaromíru Barborovi CSc. za rady spojené s konstrukcí přípravku určeného k měření. A také panu Ing. Radku Matějcovi za cenné rady a pomoc se zprovozněním měřicího stendu.

Anotace

Experimentální vyšetření součinitele průtoku sacího ventilu

Předložená práce je zaměřena na stanovení závislosti součinitele průtoku sacího ventilu na Reynoldsově podobnostním čísle a zdvihu ventilu. Tato závislost doplňuje matematický model tlumiče s cílem zpřesnit chování modelu hydraulického tlumiče. Součástí je také stanovení součinitel průtoku na přírodních kanálech. K těmto cílům slouží experimentálně získané statické charakteristiky na těchto hydraulických odporech

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Dvouplášťový hydraulický tlumič	1
1.2	Sací ventil	3
2	Matematický model tlumiče	7
2.1	Pohybové rovnice ventilů	7
2.1.1	Dynamická rovnováha sil na ventilech pístu	7
2.1.2	Dynamická rovnováha sil na ventilech ve dně pracovního válce	8
2.2	Dynamická rovnováha objemových proudů	9
2.2.1	Rovnováha proudů kapaliny	9
2.2.2	Toky ventilovou šterbinou	10
2.2.3	Toky kalibrovanými otvory	11
2.2.4	Parazitní toky	11
2.2.5	Součinitele průtoku	12
2.2.6	Sloupce nasycených par	12
2.2.7	Stavová rovnice plynového sloupce v akumulátoru	12
3	Popis zkušebního zařízení	13
3.1	Schéma experimentální tratě	13
3.2	Zapojení měřicího řetězce	16
3.2.1	Úvod	16
3.2.2	Snímače	17
3.3	Měření	19
3.4	Použitý olej	21
4	Zpracování výsledků měření	23
4.1	Stanovení součinitelů průtoku	23
4.2	Explicitní vyjádření závislostí součinitele průtoku	27
4.2.1	Součinitel průtoku přírodních kanálů	29
4.2.2	Součinitel průtoku sacího ventilu	32

Seznam obrázků

1.1	Schéma tlumiče	2
1.2	Dno pracovního válce tlumiče HARTHA	3
1.3	Dno pracovního válce tlumiče CITROËN	4
1.4	Dno pracovního válce tlumiče SUZUKI	4
1.5	Dno pracovního válce tlumiče PEUGEOT	5
3.1	Schéma experimentální tratě	14
3.2	Schéma zapojení měřicí komory ke generátoru střídavého proudu	15
3.3	Pozice zjišťovaných tlaků ve zkušební komoře	17
5.1	Částečná sestava zkušební komory	I
5.2	Pístnice	II
5.3	Vedení	III
5.4	Deska nahrazující reálný ventil	IV
5.5	Matice k přichycení ventilu	V
5.6	Upravené dno pracovního válce	VI
5.7	Víko pracovní komory	VII
5.8	Matice	VIII
5.9	zkušební komora	IX
5.10	Vnitřní část zkušební komory	X
5.11	nárůst teploty ve zkušební komoře při $z = 0.0694 \text{ mm}$	XI
5.12	tlaky v komoře v závislosti na pohybu pístu generátoru	XII
5.13	Statická charakteristika přívodních kanálů	XIII
5.14	Statická charakteristika ventilu	XIV
5.15	Součinitel průtoku α_k (1. model)	XV
5.16	Součinitel průtoku α_k (2. model)	XVI
5.17	Součinitel průtoku α_k (3. model)	XVII
5.18	Součinitel průtoku α sacího ventilu (1. model)	XVIII

Seznam tabulek

3.1	Použité snímače	18
3.2	Hodnoty zesílení externích zesilovačů	18
3.3	Převodní konstanty použitých snímačů	18
3.4	Převodní konstanty řetězců	19
3.5	hodnoty zdvihů použitých při měření	20
4.1	Koeficienty 1. regresního modelu součinitele α_k	30
4.2	Koeficienty 2. regresního modelu součinitele α_k	31
4.3	Koeficienty 3. regresního modelu součinitele α_k	31
4.4	Koeficienty regresního modelu statické charakteristiky Δp_k . .	31
4.5	Koeficienty regresního modelu součinitele α_v (1. model)	32
4.6	Koeficienty regresního modelu součinitele α_v (2. model)	33

Seznam označení

$B_{p,i}$	útlum i -tého ventilu	Ns/m
$B_{a,i}$	útlum přídavné pružiny i -tého ventilu	Ns/m
$B_{s,i}$	materiálové tlumení sedla i -tého ventilu v uzavřené pozici	Ns/m
$B_{m,i}$	materiálové tlumení i -tého ventilu v uzavřené pozici	Ns/m
B_{vis}	viskózní tlumení při pohybu v oleji	Ns/m
$C_{s,i}$	tuhost sedla i -tého ventilu v uzavřené pozici	N/m
$C_{a,i}$	tuhost přídavné pružiny i -tého ventilu	N/m
C_i	hydraulická kapacita sloupce kapaliny i -tého objemu tlumiče	m^3/Pa
$B_{mv,i}$	materiálové tlumení sedla i -tého ventilu	Ns/m
d_{v31}	průměr sedla vnitřní hrany na vnějším prstenci na sacím ventilu	m
d_{v32}	průměr sedla vnitřní hrany na vnitřním prstenci na sacím ventilu	m
$d_{k,i}$	průměr přívodního kanálu i -tého ventilu	m
E_k	modul pružnosti oleje	a
$F_{H,i}$	hydrodynamická síla proudící kapaliny na i -tý ventil	N
$F_{prp,i}$	síla pružiny na i -tém ventilu	N
K_t	převodní konstanta snímače teploty	$V/^\circ C$
K_{ph}, K_{pd}	převodní konstanta horního resp. dolního snímače tlaku	V/MPa
m_i	hmotnost i -tého ventilu	kg
n_k	počet přívodních kanálů	–
p_i	tlak v i -té komoře tlumiče	Pa
p_{ci}	celkový tlak v i -tém prostoru tlumiče	Pa

p_n	tlak nasycených par v prostoru nad a pod pístem	
Q_{ij}	tok z i -té komory do j -té komory	m^3/s
Q_v	objemový průtok zkušební komorou	m^3/s
Re	Reynoldsovo číslo	—
r_ρ	poměr hustoty nasycených par ku hustotě vzduchu v akumulátoru tlumiče	—
S_a	plocha průřezu prostoru akumulátoru tlumiče	m^2
S_p	plocha pístu tlumiče	m^2
S_{ik}	akční plocha i -tého ventilu do k -tého prostoru tlumiče	m^2
S_{pi}	plocha průřezu pístnice tlumiče	m^2
$S_{in,i}$	plocha i -tého ventilu ze stany vstupujícího proudu	m^2
$S_{out,i}$	plocha i -tého ventilu ze stany vystupujícího proudu	m^2
S_g	plocha pístu generátoru	m^2
S_{pg}	plocha pístnice generátoru	m^2
S_{kom}	průtočný průřez zkušební komorou	m^2
T	absolutní teplota	K
V_{i0}	počáteční objem olejem kapaliny v i -tém prostoru tlumiče	m^3
V_6	objem vzduchu v akumulátoru tlumiče	m^3
v_g	rychlost pístu budícího válce generátoru	m/s
v_t	teoretická rychlost proudící kapaliny	m/s
x_i	zdvih i -tého ventilu	m
x_6	výška hladiny v akumulátoru tlumiče	m
$x_{xp,i}$	počáteční stlačení pružiny i -tého ventilu	m
$x_{m,i}$	maximální zdvih i -tého ventilu	m

$y(t)$	zdvih pístnice tlumiče	m
$z(t)$	zdvih pláště tlumiče	m
z	zdvih náhrady ventilu ve zkušební komoře	m
$\alpha_{v,i}$	součinitel průtoku i -tého ventilu	—
$\alpha_{k,i}$	součinitel průtoku přívodních kanálů	—
α_j	koefficienty regresních modelů součinitelů průtoku	—
ϱ	hustota oleje	kg/m^3
ν	kinematická viskozita oleje	Nms/kg
γ	pomocný koeficient regresního modelu součinitele průtoku	—
ψ	součinitel kontrakce	—
φ	rychlostní součinitel	—

1 Úvod

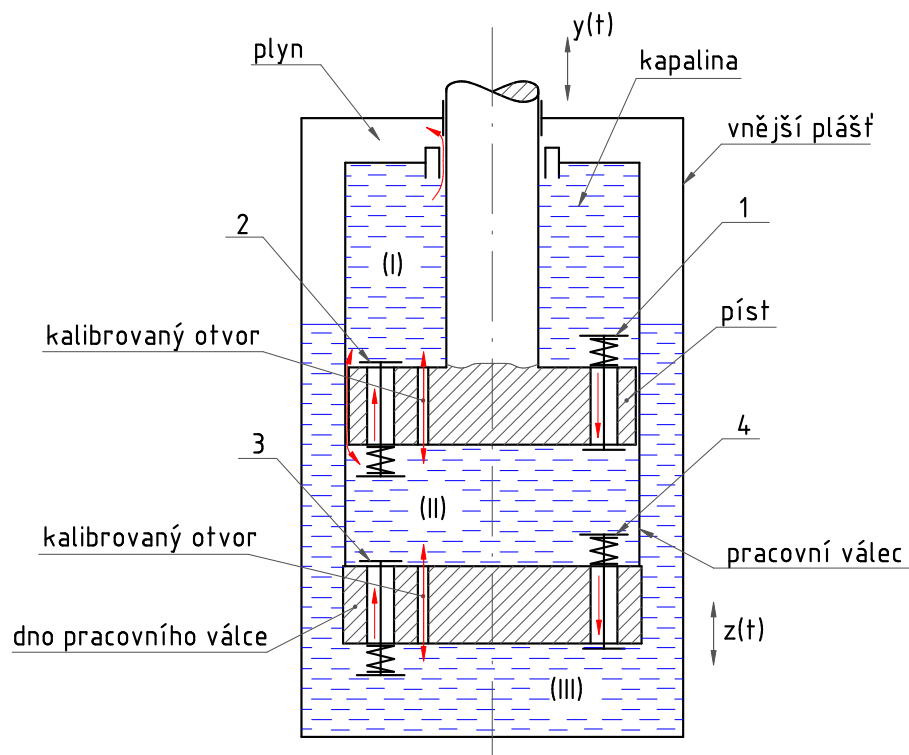
1.1 Dvouplášťový hydraulický tlumič

V dvouplášťovém hydraulickém tlumiči (v tuzemsku i v zahraničí nejrozšířenějším typu tlumiče užívaného u dopravních prostředků) pracují dva typy ventilů - jednak výkonové, na kterých se dociluje při průtoku ventilovou šterbinou velkého tlakového spádu, potřebného k realizaci příslušné tlumicí síly a pak jednosměrné, umožňující průtok pouze v jednom směru, přičemž mu kladou minimální odpor. Na schématu čtyřventilového dvouplášťového tlumiče zobrazeného v obrázku (1.1) je vidět, že jak na pístu, tak i ve dně pracovního válce jsou umístěny dva ventily rozdílného charakteru - vždy jeden výkonový a jeden jednosměrný. Aby se docílilo požadovaného průběhu síly, jsou jak na pístu, tak i ve dně pracovního válce umístěny i kalibrované otvory stálého průtoku.

Při standardním režimu práce tlumiče platí, že přes kalibrované otvory a ventil v pístu protéká kapalina o objemu přibližně rovnému uvolňovanému nebo mařenému objemu kapaliny nad pístem (t.j. objemu pracovního válce zmenšenému o objem pístnice) což znamená, že dnem pracovního válce protéká kapalina (do akumulátoru nebo obráceně), jejíž velikost odpovídá uvolňovanému nebo mařenému objemu pístnice.

Při stlačování tlumiče proudí tedy kapalina z mařeného prostoru pod pístem jednak kalibrovanými otvory a posléze lehkým zpětným ventilem (2) (po překonání předpětí jeho pružiny) do prostoru nad píst. Dále při stlačování proudí kapalina kalibrovaným otvorem ve dně pracovního válce a posléze výtlačným ventilem (4) (po překonání jeho pružiny) do akumulátoru, kde stlačuje sloupec vzduchu popřípadě pracovního plynu.

Při roztahování tlumiče proudí kapalina z prostoru nad pístem jednak kalibrovanými otvory a posléze, při větší rychlosti pístu, i odlehčovacím ventilem (1) po překonání jeho předpětí do prostoru pod píst, kde se vytváří podtlak. Kalibrovanými otvory a sacím ventilem (po překonání předpětí jeho pružiny) ve dně pracovního válce se kapalina nasává z akumulátoru a doplňuje tak kapalinu přitekou z prostoru nad pístem, jenž je zmenšen o objem



- 1 - odlehčovací ventil
- 2 - zpětný ventil
- 3 - sací ventil
- 4 - výtlačný ventil

Obrázek 1.1: Schéma tlumiče

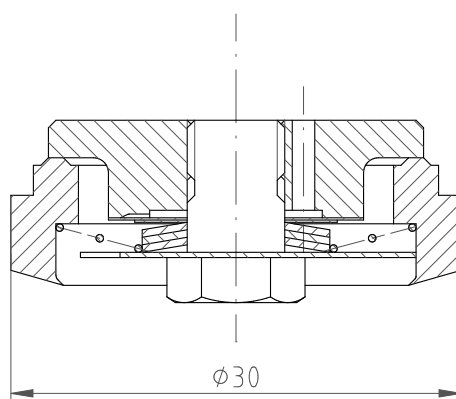
pístnice.

Je vidět, že je vždy v činnosti jeden ventil v pístu a jeden ve dně pracovního válce. Do proudové bilance je však nutno zařadit i parazitní proudy vzniklé v důsledku netěsnosti pístu ve válci a netěsností pístnice ve vodítku.

Na hydraulický tlumič jsou kladeny stále zvyšující se technické nároky a je předmětem stálého, jak teoretického, tak i experimentálního výzkumu. Teoretický výzkum se soustřeďuje na zpřesňování matematického modelu (viz [11],[5]) uvedeného s komentářem v 2. kapitole, které spočívá v současné době v precizování průtokových charakteristik jednotlivých ventilů tlumiče. Doktorská disertace [5] se soustředila na průtokové charakteristiky obou pístových ventilů (zpětného a odlehčovacího), konstrukci a výrobu zkušební komory a zpracování metodiky měření.

1.2 Sací ventil

Bylo rozhodnuto, v rámci řešeného výzkumného záměru, využít tohoto již osvědčeného měřicího řetězce a soustředit se na experimentální výzkum sacího ventilu umístěného ve dně pracovního válce. Tento ventil má určité zvláštnosti - pracuje při nízkém tlaku (často při atmosférickém) a přetlakem už několika desetin atmosféry, aby se rychle a dostatečně otevřel. Tzv. prodleva na charakteristice ventilu zdvih – síla resp. rychlost – síla s tím úzce souvisí.



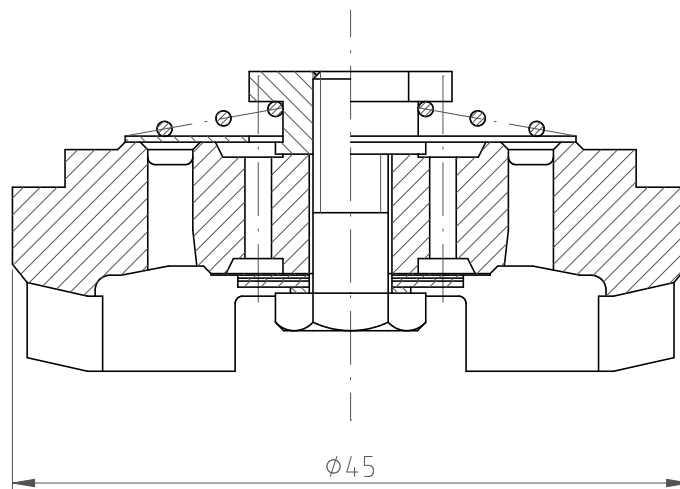
Obrázek 1.2: Dno pracovního válce tlumiče HARTHA

Vzhledem k tomu, že se ventil otevírá již při tak malých tlakových spádech, může při jeho otvírání sehrát významnější roli skutečnost, že mezi ventilem a hranou tvořící sedlo je tenká vrstva zabrzděné vazké kapaliny, kterou je vlastně ventil k sedlu přilepen a určitá část energie se spotřebuje na jeho odtržení. Význam tohoto silového působení bude záviset na šířce hrany jakosti povrchů obou dosedajících ploch a také na jejich rovinnosti. U všech níže uvedených ventilů je šířka hrany okolo 0.5 mm , výjimkou je ventil dvouplášťového tlumiče BRAVO-ATESO ($\varnothing 50\text{ mm}$ pracovního válce), určeného pro podvozky nákladních automobilů na němž bude provedeno měření. Jeho šířka hrany je 1.5 mm .

Významnou vlastností sacího ventilu je také to, že se při své činnosti chová téměř dvoustavově, kdy je buď uzavřen nebo otevřen. Při otevření se nastaví velikost štěrbinu podle vzniklého tlakového spádu, který musí překonávat předně sílu pružiny. Samotný proces otevření je však velmi rychlý.

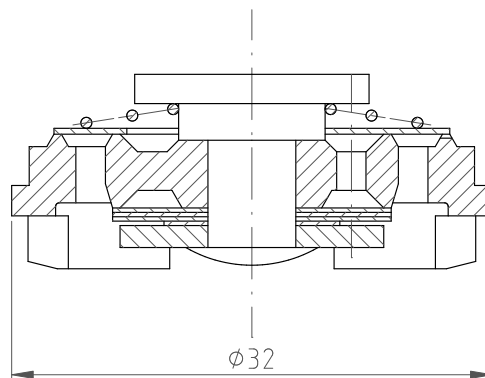
Na obr. 1.2 až obr. 1.5 je znázorněno konstrukční provedení sacích ventilů současných osobních a užitkových automobilů.

Na obrázku 1.2 je zobrazeno dno pracovního válce tlumičů značky Hartha (bývalá NDR). Tyto tlumiče měly vynikající vlastnosti (viz [11]). U tohoto



Obrázek 1.3: Dno pracovního válce tlumiče CITROËN

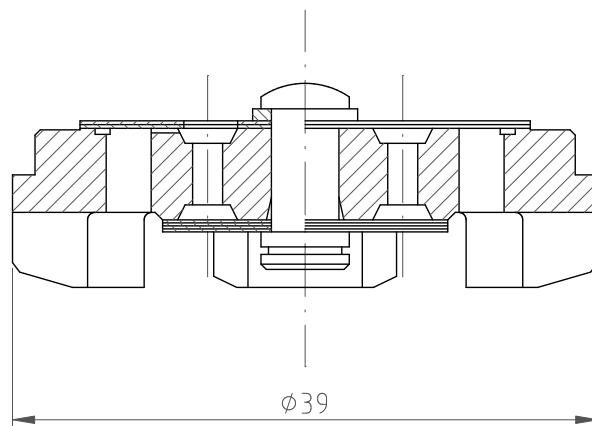
tlumiče je zajímavá poměrně vysoká hmotnost ventilu (a jí příslušná nízká vlastní frekvence).



Obrázek 1.4: Dno pracovního válce tlumiče SUZUKI

Základní rozdíl v konstrukci zde uvedených sacích ventilů se týká jejich otvírání. Jednu skupinu ventilů tvoří ty, které jsou přitlačovány na sedlo kuželovou pružinou (HARTHA, CITROËN, SUZUKI), která je velmi měkká, aby k otevření docházelo co nejrychleji. Druhou skupinu tvoří ventily, které jsou sestaveny z pružných planžet (PEUGEOT, SACHS - jeho obrázek není uveden, neboť se konstrukčně shoduje se sacím ventilem PEUGEOT) a k jejich otevření dochází deformací vlivem vzniklého tlakového spádu.

Dalším rozdílem v konstrukci je umístění kalibrovaných otvorů stálého průtoku, jenž je někdy umístěn na straně výkonového ventilu (HARTHA,



Obrázek 1.5: Dno pracovního válce tlumiče PEUGEOT

CITROËN). Avšak v případě ventilu HARTHA je umístěn na hraně tvořící sedlo a v druhém případě je kalibrovaný otvor umístěn na planžetě výkonového ventilu a je vyroben jako výřez na jejím vnějším okraji. Ve zbylých případech je kalibrovaný otvor umístěn na straně sacího ventilu a to na vnější hraně tvořící sedlo ventilu.

Těžiště experimentálního výzkumu tedy bude spočívat v zjištění charakteristik (průtok – tlakový spád) sacího ventilu při pevném nastavení zdvihu ventilu a následné vyhodnocení závislosti součinitele průtoku na Reynoldsově číslu.

2 Matematický model tlumiče

V této kapitole bude uveden matematický model dvouplášťového tlumiče v němž je pohybovými rovnicemi vyjádřena činnost ventilů tak, jak bylo popsáno v úvodu. Dalšími rovnicemi jsou průtokové bilance mezi jednotlivými objemy (I), (II) a (III) vyznačených na obrázku (1.1). Tlaky v tlumiči jsou v tomto modelu soustředěny do tří oblastí a to do prostoru nad pístem, pod ním a v akumulátoru. V [11] je uveden zpřesněný model, jehož tlaky jsou navíc soustředěny na ventilech do místa výstupu z přívodního kanálu. Součinitel průtoku sacího ventilu, jehož určení je cílem této práce je určen pro tento zpřesněný model tlumiče.

2.1 Pohybové rovnice ventilů

2.1.1 Dynamická rovnováha sil na ventilech pístu

Rovnováha sil na obou ventilech je popsána následující rovnicí (viz obr1.1)

$$m_i (\ddot{x}_i - (-1)^i \ddot{y}(t)) + F_{tl,i}(\dot{x}_i) + F_{pr,i}(\dot{x}_i, x_{pr,i}) = F_{p,i} + F_{H,i} + m_i g \quad i = 1, 2, \quad (2.1)$$

kde $i = 1$ je index pro odlehčovací ventil, $i = 2$ je index pro zpětný ventil, časové průběhy $y(t)$ a $z(t)$ považujeme za dané vstupní veličiny. $F_{H,i}$ je složka hydrodynamické síly, $F_{tl,i}(\dot{x}_i)$ je součet tlumících sil působících na ventil

$$F_{tl,i}(\dot{x}_i) = \begin{cases} (B_{p,i} + B_{s,i}) \dot{x}_i - B_{m,i} \text{sign}(\dot{x}_i) x_i & x_i \leq 0 \\ (B_{p,i} + B_{vis,i} + B_{a,i}) \dot{x}_i - B_{mv,i} \text{sign}(\dot{x}_i) x_i & x_i > 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

$F_{pr,i}(x_i, x_{pr,i})$ je součet síly pružiny a pružného sedla ventilu

$$F_{pr,i}(x_i, x_{pr,i}) = \begin{cases} F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{s,i}x_i & x \leq 0 \\ F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{a,i}x_i & x \in (0, x_{m,i}) \\ F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{a,i}x_i + 10^6 C_{p,i}(x_i - x_{m,i}) & x > x_{m,i} \end{cases} \quad (2.3)$$

V rovnici (2.3) je výraz $F_{prp,i}$ síla od pružiny. Její charakteristika $F_{prp,i} - (x_i + x_{pr,i})$ může mít různý tvar. V [11] je uvažována pouze lineární, kdežto v [5] je pro uzavřený ventil uvažována lineární a pro otevřený je nahrazena parabolou 3. stupně jejíž koeficienty jsou určeny z experimentu. Člen $10^6 C_{p,i}(x_i - x_{m,i})$ představuje pokutou funkci, která výrazně zvýší tuhost pružiny dojde-li k maximálnímu zdvihu ventilu, hodnota $C_{p,i}$ může být například lineární část tuhosti přitlačné pružiny.

Člen $F_{p,i}$ v rovnici (2.1) představuje síly jenž na ventil působí od vzniklého tlakového spádu

$$F_{p,i} = \begin{cases} S_{in,1}p_1 - S_{out,1}p_2 & i = 1 \\ S_{in,2}p_2 - S_{out,2}p_1 & i = 2 \end{cases} \quad (2.4)$$

2.1.2 Dynamická rovnováha sil na ventilech ve dně pracovního válce

Rovnováha sil na obou ventilech je popsána následující rovnicí

$$m_i (\ddot{x}_i - (-1)^i \ddot{z}(t)) + F_{tl,i}(\dot{x}_i) + F_{pr,i}(\dot{x}_i, x_{pr,i}) = F_{p,i} + F_{H,i} + m_i g \quad i = 3, 4, \quad (2.5)$$

kde $i = 3$ je index pro sací ventil, $i = 4$ je index pro výtlačný ventil, $F_{H,i}$ je složka hydrodynamické síly, $F_{tl,i}(\dot{x}_i)$ je součet tlumících sil působících na ventil

$$F_{tl,i}(\dot{x}_i) = \begin{cases} (B_{p,i} + B_{s,i})\dot{x}_i - B_{m,i}\text{sign}(\dot{x}_i)x_i & x_i \leq 0 \\ (B_{p,i} + B_{vis,i} + B_{a,i})\dot{x}_i - B_{mv,i}\text{sign}(\dot{x}_i)x_i & x_i > 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

$F_{pr,i}(x_i, x_{pr,i})$ je součet síly pružiny a pružného sedla ventilu

$$F_{pr,i}(x_i, x_{pr,i}) = \begin{cases} F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{s,i}x_i & x \leq 0 \\ F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{a,i}x_i & x \in (0, x_{m,i}) \\ F_{prp,i}(x_i, x_{pr,i}) + C_{a,i}x_i + 10^6 C_{p,i}(x_i - x_{m,i}) & x > x_{m,i} \end{cases} \quad (2.7)$$

V rovnici (2.3) je výraz $F_{prp,i}$ síla pružiny.

Člen $F_{p,i}$ v rovnici (2.5) představuje síly jenž na ventil působí od vzniklého tlakového spádu

$$F_{p,i} = \begin{cases} S_{in,3}p_2 - S_{out,3}p_3 & i = 3 \\ S_{in,4}p_3 - S_{out,4}p_2 & i = 4 \end{cases} \quad (2.8)$$

2.2 Dynamická rovnováha objemových proudů

2.2.1 Rovnováha proudů kapaliny

Rovnice popisují průtoky kapaliny mezi jednotlivými komorami dvouplášťového tlumiče.

$$\begin{aligned} -C_1\dot{p}_1 - Q_{12} - Q_{13} + Q_7 &= -(S_p - S_{pi})(\dot{y}(t) - \dot{z}(t)) + \dots \\ \dots &+ S_{21}h(x_2)\dot{x}_2 - S_{12}h(x_1)\dot{x}_1 \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} C_2\dot{p}_2 - Q_{12} - Q_{23} + Q_5 &= -S_p(\dot{y}(t) - \dot{z}(t)) - S_{21}h(x_2)\dot{x}_2 + S_{12}h(x_1)\dot{x}_1 - \dots \\ \dots &- S_{43}h(x_4)\dot{x}_4 + S_{32}h(x_3)\dot{x}_3 \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$C_3\dot{p}_3 - Q_{23} - Q_{13} = S_{43}h(x_4)\dot{x}_4 - S_{32}h(x_3)\dot{x}_3 \quad (2.11)$$

Přičemž C_1 , resp. C_2 resp. C_3 je hydraulická kapacita sloupce tekutiny nad pístem, resp. pod pístem resp. v akumulátoru.

$$C_1 = \frac{V_{10} - (S_p - S_{pi})(y(t) - z(t))}{E_k + E_{kp}p_1} \quad (2.12)$$

$$C_2 = \frac{V_{20} - S_p(y(t) - z(t))}{E_k + E_{kp}p_2} \quad (2.13)$$

$$C_3 = \frac{V_{30} - S_a x_0}{E_k + E_{kp}p_3} \quad (2.14)$$

Funkce h je Haevsidova funkce definovaná vztahem:

$$h(x) = \begin{cases} 0 & x \leq 0 \\ 1 & x > 0 \end{cases} \quad (2.15)$$

V rovnicích (2.9) až (2.11) vystupují ještě veličiny popisující průtoky Q_{ij} , které představují průtoky mezi jednotlivými prostory tlumiče, které jsou součtem průtoků na ventilech, parazitních toků a toky kalibrovanými otvory, které budou popsány v dalších odstavcích. To lze vyjádřit následujícími rovnicemi:

$$Q_{12} = Q_{v1} + Q_{k1} - Q_{v2} - Q_{k2} + Q_{p,1 \leftrightarrow 2} \quad (2.16)$$

$$Q_{23} = Q_{v4} + Q_{k4} - Q_{v3} - Q_{k3} \quad (2.17)$$

$$Q_{13} = Q_{p,1 \rightarrow 3} \quad (2.18)$$

Dále v rovnicích (2.9) až (2.11) vystupují veličiny Q_5 a Q_7 a jsou rovněž popsány v samostatném odstavci a popisují vývoj a kondenzaci nasycených par v prostoru pod a nad pístem.

2.2.2 Toky ventilovou šterbinou

Tok odlehčovacím ventilem

$$Q_{v1} = \begin{cases} 0 & x_1 = 0 \\ \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \alpha_{v1} S_{pru}(x_1) \sqrt{|p_1 - p_2|} & x_1 \in (0, x_{m,1}) \\ \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \alpha_{v1} S_{pru}(x_{m,1}) \sqrt{|p_1 - p_2|} & x_1 \geq x_{m,1} \end{cases} \quad (2.19)$$

Tok zpětným ventilem

$$Q_{v2} = \begin{cases} 0 & x_1 = 0 \\ \text{sign}(p_2 - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \alpha_{v2} S_{pru}(x_2) \sqrt{|p_1 - p_2|} & x_2 \in (0, x_{m,2}) \\ \text{sign}(p_2 - p_1) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \alpha_{v2} S_{pru}(x_{m,2}) \sqrt{|p_1 - p_2|} & x_2 \geq x_{m,2} \end{cases} \quad (2.20)$$

Tok sacím ventilem

$$Q_{v3} = \begin{cases} 0 & x_1 = 0 \\ \text{sign}(p_3 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{v3} S_{pru}(x_3) \sqrt{|p_3 - p_2|} & x_3 \in (0, x_{m,3}) \\ \text{sign}(p_3 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{v3} S_{pru}(x_{m,3}) \sqrt{|p_3 - p_2|} & x_3 \geq x_{m,3} \end{cases} \quad (2.21)$$

Tok výtlačným ventilem

$$Q_{v4} = \begin{cases} 0 & x_1 = 0 \\ \text{sign}(p_2 - p_3) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{v4} S_{pru}(x_4) \sqrt{|p_3 - p_2|} & x_4 \in (0, x_{m,4}) \\ \text{sign}(p_2 - p_3) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{v4} S_{pru}(x_{m,4}) \sqrt{|p_3 - p_2|} & x_4 \geq x_{m,4} \end{cases} \quad (2.22)$$

2.2.3 Toky kalibrovanými otvory

Tyto toky jsou nezávislé na poloze ventilu. Některé z ventilů nemají kalibrované otvory. Na ventilech uvedených v úvodu, jenž jsou na obr. 1.2 až obr. 1.4 je vždy kalibrovaný otvor pouze na straně jednoho ventilu, ale v činnosti je vždy společně s kterýmkoli z těchto ventilů. Mění se pouze směr průtoku v závislosti na tlakovém spádu.

Tyto toky $Q_{k,i}$, kde i může nabývat nejvýše té hodnoty kolik kalibrovaných otvorů na ventilech je, lze vyjádřit rovnicemi

$$Q_{k,i} = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{k,i} S_{pk,i} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (2.23)$$

$$Q_{k,j} = \text{sign}(p_3 - p_2) \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \alpha_{k,j} S_{pk,j} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad , \quad (2.24)$$

kde index i je vyhrazen pro kalibrované otvory na pístu a index j pro otvory ve dně pracovního válce.

2.2.4 Parazitní toky

Parazitní tok netěsností kroužku pístu je dán rovnicí

$$Q_{p,1\leftrightarrow 2} = \text{sign}(p_1 - p_2) K_{1\leftrightarrow 2} |p_1 - p_2| \quad (2.25)$$

Parazitní tok netěsností ucpávkou pístitnice je dán rovnicí (2.26), přičemž se předpokládá průtok pouze ve směru z prostoru nad pístem do prostoru akumulátoru.

$$Q_{p,1\rightarrow 3} = K_{1\rightarrow 3}(p_1 - p_3) \quad (2.26)$$

2.2.5 Součinitele průtoku

Součinitel průtoku je v uvedeném modelu hydraulického tlumiče popsán funkcí (2.27), jejím argumentem je Reynoldsovo číslo Re , které je definováno vztahem (2.28).

$$\alpha(Re) = \alpha_{00} + \alpha_0(1 - \exp(-\alpha_1 Re)) \quad (2.27)$$

$$Re = \frac{D_h(x)|Q(x, p_1, p_2)|}{S(x)\nu} \quad (2.28)$$

V rovnici (2.27) se vyskytují koeficienty $\alpha_{00}, \alpha_0, \alpha_1$, jejichž hodnotu je třeba stanovit experimentálně.

2.2.6 Sloupce nasycených par

Rovnice pro vývoj a kondenzaci nasycených par v prostoru pod a nad pístem s počáteční podmínkou $x_5 = 0$ a $x_7 = 0$ jsou popsány rovnicemi:

$$Q_5 = \begin{cases} 0 & p_2 > p_n \\ r_\varrho S_p \dot{x}_5 & p_2 = p_n \end{cases} \quad (2.29)$$

$$Q_7 = \begin{cases} 0 & p_1 > p_n \\ r_\varrho (S_p - S_{pi}) \dot{x}_7 & p_1 = p_n \end{cases} \quad (2.30)$$

2.2.7 Stavová rovnice plynového sloupce v akumulátoru

stavová rovnice pro vzduch v prostoru akumulátoru má tvar:

$$V_6 = V_{0a} - V_{30} - S_a x_6 = \Phi(p_3, T) \quad (2.31)$$

3 Popis zkušebního zařízení

V této kapitole bude stručně popsáno zařízení na němž byly měření provedeny, jeho podrobný popis je uveden v [5]. V souvislosti s tím bych chtěl upozornit, že metodika měření a zpracování výsledků je ve velké míře shodná s postupy uvedenými právě ve výše zmíněné práci. Dále budou popsány provedené konstrukční změny na zkušební komoře. Změny se týkají i měřených veličin. Rozsah měření byl zúžen na měření tlaků před a za dnem pracovního válce s ventilem a měření teploty za ventilem, přičemž je ještě snímána poloha pístu generátoru.

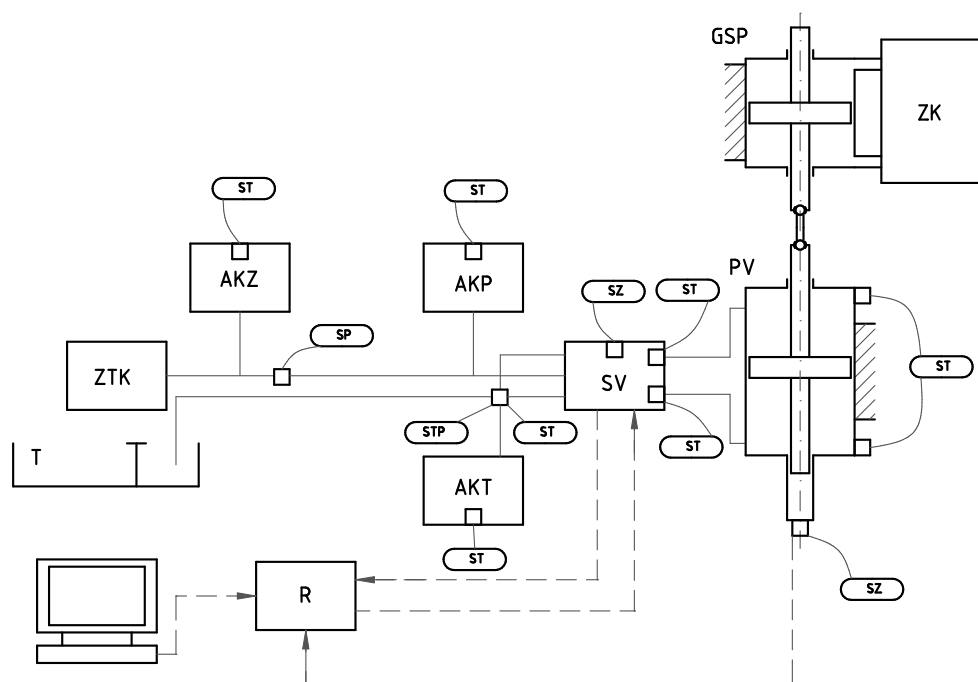
3.1 Schéma experimentální tratě

Schéma experimentální tratě je zobrazeno na obr. 3.1 . Jde o zařízení určené k vyšetřování průtokových charakteristik škrtících elementů hydraulického tlumiče. Jeho hlavními částmi jsou:

- zdroj tlakové kapaliny
- pracovní válec
- generátor střídavého toku kapaliny
- zkušební komora

Zdrojem tlakové kapaliny je centrální hydraulický rozvod laboratoře. Tlaková kapalina tohoto rozvodu není použita přímo k průtokovým zkouškám, ale slouží k pohonu pracovního válce. K němu je připojen generátor střídavého toku kapaliny přes dvojitý kloub, jenž má vyrovnávat možnou nesouost pístnic pracovního válce a generátoru. Konstrukce generátoru je uvedena v [1]. Generátor je potrubím připojen přes rozvaděč ke zkušební komoře. V příloze na straně IX je fotografie zařízení.

Pracovní látkou v generátoru je tlumičový olej, s nímž jsou prováděny samostatné experimenty. Smysl zapojení generátoru spočívá v tom, že oděluje olej centrálního hydraulického obvodu a olej tlumičový. Ze znalosti



ZTK – zdroj tlakové kapaliny	T – nádrž
PV – pracovní válec	SV – servoventil
GSP – generátor střídavého proudu kapaliny	R – regulátor
ZK – zkušební komora	STP – snímač teploty
AKZ – akumulátor zdroje	SZ – snímač polohy
AKP – akumulátor pracovního válce	ST – snímač tlaků
AKT – akumulátor odpadní větve	SP – snímač průtoku

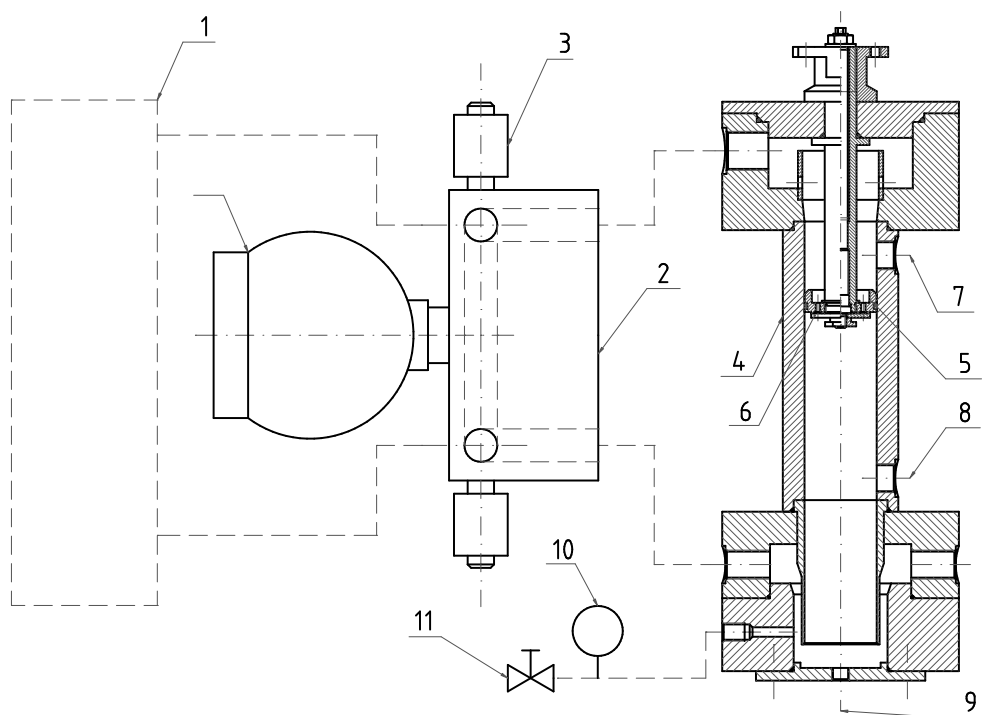
Obrázek 3.1: Schéma experimentální tratě

rozměrů pístnice a pístu generátoru, lze stanovit objemový průtok, který je dán vztahem

$$Q_v = (S_g - S_{pg})v_g \quad , \quad (3.1)$$

kde rychlost v_g lze určit pomocí měřené veličiny zdvihu pístu pracovního válce.

Schéma zkušební komory je zobrazeno na obr. 3.2 . Konstrukce vnitřních součástí komory byla pro účely měření pozměněna tak, aby bylo možné měnit zdvih ventilu bez potřeby otevření komory. Tyto úpravy jsou součástí úkolu diplomové práce a výrobní výkresy těchto součástí jsou uvedeny v příloze na straně I až VIII (fotografie skutečného přípravku je na straně X). To přináší při měření značnou úsporu času, neboť po otevření zkušební komory je potřeba celé zařízení odvzdušnit, což trvá poměrně dlouho. Tyto pozměněné



- | | |
|---|--------------------------------|
| 1 – generátor střídavého toku kapaliny | 7 – snímač tlaku S522 |
| 2 – rozvaděč | 8 – snímač tlaku S513 |
| 3 – elektromagnetické ventily | 9 – snímač teploty |
| 4 – zkušební komora | 10 – manometr statického tlaku |
| 5 – dno pracovního válce skutečného tlumiče | 11 – uzavírací ventil |
| 6 – náhrada sacího ventilu tuhou deskou | |

Obrázek 3.2: Schéma zapojení měřicí komory ke generátoru střídavého proudu

díly jsou uvedeny v příloze. Zdvih desky, která nahrazuje sací ventil, který pro svou malou tloušťku (0.3 mm) nevyhovoval k provedení měření, neboť při malém zdvihu by docházelo k jeho deformaci, je nastavován pomocí závitů s jemným stoupáním 0.5 mm . Dno pracovního válce reálného tlumiče je v komoře orientováno sacím ventilem dolů. Tomu je z toho důvodu, aby nad sacím ventilem byl volný prostor (ve směru proudu při otevřeném ventilu), tak jak je tomu ve skutečnosti. Ventil je upevněn maticí, jejíž geometrie je shodná s maticí na skutečném ventilu - tak by měly být lépe zachovány proudové poměry, které na reálném tlumiči vznikají. V prostoru nad ventilem tak není žádný jiný konstrukční prvek, než jak je tomu ve skutečném tlumiči. Na nich by totiž mohlo docházet k dalším hydraulickým ztrátám, které by nepříznivě ovlivnily měření. Navíc toto uspořádání umožňuje snadnou výměnu za

skutečný ventil, jehož statická charakteristika je nezbytná pro určení tuhosti přitlačné pružiny ventilu.

Dno pracovního válce je ve zkušební komoře upevněno pomocí závitů, ale aby se zamezilo nežádoucímu průtoku přes tento závit, je dno pracovního válce přilepeno epoxidovým lepidlem. Při tom je třeba dbát, aby plocha desky nahrazující ventil dosedala po celé ploše hrany na výstupu přírodních kanálů dna pracovního válce. Při montáži jsem se prve dopustil té chyby, že při zasychání lepidla nebyla deska na tuto hranu dotažena tak, aby obě plochy zcela dosedaly. Tím vznikla i při zcela zavřeném ventilu na části obvodu štěrbina, která by měření nepříznivým způsobem ovlivnila. Proto bylo třeba tyto díly rozlepit a opět smontovat. Celkově lze říci, že všechny díly představující vnitřní část komory jsou velmi náročné na geometrickou přesnost a to jak při výrobě tak následně při montáži.

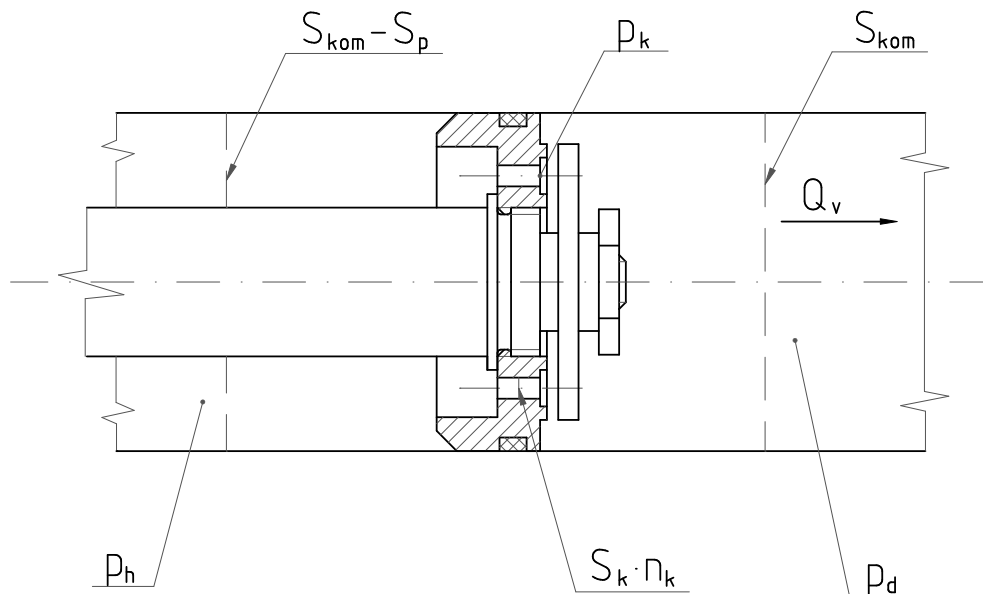
Rozvaděč mezi generátorem střídavého toku kapaliny a mezi zkušební komorou propojuje při měření výtokovou větev s prostorem akumulátoru. Jedním důvodem je to, že při měření dochází ke škrcení kapaliny na hydraulických odporech a tím také k ohřevu kapaliny, což vede ke zvětšení jejího objemu. Tento příbytek se odvede do prostoru akumulátoru. Dále při průtoku přes hydraulický odpor dojde k vzrůstu tlaku na vstupní straně a k poklesu na výstupu, na straně vyššího tlaku je stlačeno větší množství oleje a na straně menšího tlaku tento objem chybí, což má za následek tahové namáhání kapaliny. Při tom může dojít k vyloučení plynných složek obsažených v oleji, což je nežádoucí.

Otvírání odpadní větve ze zkušební komory do prostoru akumulátoru je zajištěno elektromagnetickými ventily a je řízeno v závislosti na smyslu pohybu pístu pracovního válce.

3.2 Zapojení měřícího řetězce

3.2.1 Úvod

Statická charakteristika ventilu byla získána tak, že od charakteristiky celé sestavy (tedy dna pracovního válce tlumiče s přírodními kanály a destičky nahrazující sací ventil) byla odečtena statická charakteristika pouze přírodních kanálů. Měřené veličiny jsou p_h a p_d , což jsou hodnoty tlaků nad ventilem a pod ním jak je vyznačeno na obr. 3.3. Další měřenou veličinou je teplota pod ventilem (t.j. na straně tlaku p_d), jejíž hodnota slouží ke stanovení kinematické viskozity oleje, která je na teplotě závislá. Tato závislost je dána vztahem (3.2). Poslední snímanou veličinou je zdvih pístu generátoru, který určuje průtok oleje vztahem (3.1).



Obrázek 3.3: Pozice zjišťovaných tlaků ve zkušební komoře

Tyto veličiny byly měřeny jak pro sestavu s ventilem, čímž byla získána statická charakteristika $\Delta p_{kv} = p_{h,kv} - p_{d,kv}$, tak pro sestavu bez ventilu čímž byla získána statická charakteristika pouze přívodních kanálů $\Delta p_k = p_{h,k} - p_{k,k}$. Jejich rozdílem je statická charakteristika samotného ventilu $\Delta p_v = \Delta p_{kv} - \Delta p_k = p_{h,kv} - p_{d,kv} - p_{h,k} + p_{k,k} = p_k - p_d$, kde je ztotožněn tlak $p_{h,kv}$ a $p_{h,k}$. Aby se tak mohlo provést z naměřenými hodnotami, je třeba jednu z charakteristik aproximovat (lépe statickou charakteristiku přívodních kanálů, neboť ta je funkcí pouze objemového průtoku, což je pro regresi snazší) a od naměřených bodů ($z, Q_v, \Delta p$) druhé charakteristiky odečíst hodnoty této aproximace v místě Q_v (viz obrázek 3.3). Důvodem je to, že při měření nemusí být pro každý zdvih dosaženo právě těch hodnot objemového průtoku jaké jsou nastaveny, což se projevuje zvláště při malých hodnotách zdvihu, kdy hydraulický odpor na ventilu výrazně stoupá a generátor jej nedovede překonat. Proto se také dále nepočítá s rychlostí pístu generátoru střídavého toku kapaliny, která byla pro měření nastavena, ale je určena z naměřeného zdvihu.

3.2.2 Snímače

Na obrázku 3.2 je vyznačeno, kde ve zkušební komoře jsou umístěny snímače výše uvedených veličin vyjma zdvihu pístu generátoru, jehož pozice je vyznačena ve schématu 3.1. Výstupní napětí ze snímačů jsou zesíleny po-

mocí externího zesilovače. Napětí z jednotlivých zesilovačů jsou přivedena na měřicí kartu umístěnou v počítači. Vzorkovací frekvence převodu napětí do digitální podoby je nastavena v závislosti na rychlosti pístu, tedy v závislosti na čase přejezdu pístu generátoru střídavého proudu mezi dolní a horní polohou zdvihu. Takto získané hodnoty jsou dále v počítači převedeny na skutečné fyzikální hodnoty pomocí převodních konstant jednotlivých snímačů. Tyto převodní konstanty jsou uvedeny v tabulce 3.3. Jejich odvození je uvedeno v práci [5]. Označení vlastnosti použitých snímačů je uvedeno v tabulce 3.1.

Snímaná veličina	Označení snímače	Napájecí napětí [V]	Rozsah měření	Připojený zesilovač
Tlak p_h	522	10	0–10 [MPa]	AL 2-3
Tlak p_d	513	10	0–10 [MPa]	AL 4-3
Teplota	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	—	—	AL 1-3

Tabulka 3.1: Použité snímače

Označení zesilovače	AL1-3	AL2-3	AL4-3
Měřená veličina	t_1	p_h	p_d
Hodnota zesílení	495.17	478.5	483.25

Tabulka 3.2: Hodnoty zesílení externích zesilovačů

K_{ph} [V/MPa]	0.00167
K_{pd} [V/MPa]	0.00167
K_t [V/°C]	4.01227e-5

Tabulka 3.3: Převodní konstanty použitých snímačů

Pro měření teploty oleje v části komory za ventilem byl použit miniaturní termočlánekový snímač, který byl do dna zkušební komory vlepen.

Snímače a zesilovače jsou zapojeny stejným způsobem jak je popsáno v [5]. Pro toto zapojení jsou v uvedené práci stanoveny převodní konstanty a hodnoty zesílení externích zesilovačů. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.2.

$K_{sph} [V/MPa]$	0.80050
$K_{spd} [V/MPa]$	0.80830
$K_{st} [V/^\circ C]$	1.98675e-2

Tabulka 3.4: Převodní konstanty řetězců

Převodní konstanty jednotlivých snímačů jsou uvedeny v tabulce 3.3. Převodní konstanty měřících řetězců jsou uvedeny v tabulce (3.4), rovněž byly stanoveny v práci [5]. Měřící řetězec představuje použitý snímač včetně zesilovače do něhož je zapojen a karta analogově - digitálního převodníku. Aby se během experimentu předešlo chybám v měření je nutné dodržovat zapojení jednotlivých externích zesilovačů s jednotlivými kanály A/D převodníku v takovém pořadí při kterém byly měřeny převodní konstanty jednotlivých zesilovačů. Totéž se týká i zapojení snímačů do externího zesilovače, proto je zapojení snímačů rovněž ve shodě se zapojením popsaném v [5].

Vzhledem k tomu, že sací ventil neslouží ke škrcení proudu kapaliny, čímž dochází k disipaci energie a tedy nárůstu teploty proudícího oleje, nebylo provedeno měření teploty v místě šterbiny. To i z důvodu, že instalace termočlánku by do prostoru pod ventil se stávající konstrukcí vnitřku zkušební komory byla značně obtížná. Teplota tedy je snímána pouze v prostoru za ventilem ve směru prodění kapaliny (viz obrázek 3.2) a to pouze z důvodů zjištění kinematické viskozity oleje (jak je popsáno v oddíle 3.4), neboť při nastavených malých hodnotách zdvihů ke škrcení proudu kapaliny dochází a tedy i k výraznějšímu nárůstu teploty oleje. Ale jak již bylo řečeno, skutečný ventil v této oblasti nepracuje.

3.3 Měření

Měření byla provedena na zařízení popsaném v této kapitole. Byl použit trojúhelníkový signál generátoru střídavého toku kapaliny, čímž bylo dosaženo konstantního průtoku definovaného vztahem (3.1). Během měření byly nastavovány rychlosti pístu generátoru v rozmezí 1.6 mm/s až 40 mm/s a to s krokem 1.6 mm/s , což představuje 25 hodnot rychlostí pro nastavení konkrétního zdvihu. Veškeré datové soubory získané během všech provedených měření (včetně chybných) jsou k dispozici v hydrodynamické laboratoři. V tabulce 3.5 jsou uvedeny nastavené zdvihy ventilů pro jednotlivé sady měření, každá z těchto sad obsahuje výše zmíněných 25 měření v rozsahu uvedených rychlostí (v uvedené tabulce představuje označení XX pořadové číslo nastavené rychlosti pístu generátoru řazených od nejnižší hodnoty).

Tlakové snímače použité pro experiment jak je vidět v tabulce 3.1 mají

označení souborů sady měření	nastavený zdvih
z0mXX	3
z1mXX	0.0694
z2mXX	0.5
z3mXX	1
z4mXX	2
z5mXX	0.1806
z6mXX	0.125
z7mXX	0.375
z8mXX	0,25
z9mXX	0.29

Tabulka 3.5: hodnoty zdvihů použitých při měření

vzhledem k poměrně nízkým tlakům a tlakovým spádům (i setiny MPa) příliš vysoký rozsah. K takové situaci dochází při měření s nastavenou velkou hodnotou zdvihu a nejvýrazněji při měření statické charakteristiky přívodních kanálů sacího ventilu (hydraulický odpor ventilu je v tomto případě odstraněn). To má za následek, že snímané tlaky mají velký rozptyl hodnot vůči střední hodnotě. Proto je potřeba mít ve zpracovávaném výběru velké množství nasnímaných hodnot a s ohledem na to volit odpovídající vzorkovací frekvenci. Během měření byla měněna tak, aby počet nasnímaných hodnot ve výběru nebyl menší než pět set. Přesto na výsledcích se tento rozptyl hodnot projevil. Tento nedostatek by bylo možné kompenzovat provedením většího počtu měření pro různé rychlosti nebo lépe použitím tlakových snímačů určených pro měření nízkých tlaků, což je ale možno uplatnit pouze pro přívodní kanály a nebo vysoké hodnoty zdvihů ventilu. Při nízkých hodnotách zdvihu dochází k výraznému nárůstu tlaku a s ohledem na to je třeba zvolit rozsah snímače. Řešením by bylo použití diferenčního tlakoměru, který je přesnější, ale také velmi nákladný.

Rozsah a hodnoty zdvihů při nichž bylo provedeno měření je uvedeno v tabulce 3.5. Měření s takto rozloženými hodnotami zdvihu byly provedeny z ohledem na metodické postupy uvedené v [5]. Pro získání statické charakteristiky ventilu je sice vhodné proměřit ventil zvláště v oblasti malých zdvihů

neboť zde tato plocha $\Delta p = \Delta p(Q, z)$ rychle roste, ale pro určení součinitele průtoku to nemá velký význam. Ten se totiž s klesajícím zdvihem tak výrazně nemění a pro proložení naměřených hodnot analytickou funkcí by měly stejný význam i měření získané pro větší hodnoty zdvihu.

Navíc sací ventil při své činnosti nikdy nepracuje v oblasti s tak vysokými tlakovými spády (jeho přítlačná pružina je velmi měkká rovněž u ventilů tvořených deformovatelnými planžetami jsou tyto planžety měkké) jaké vznikaly při proměřování jeho statické charakteristiky.

Dalším jevem, který samotné měření zkresluje v oblasti malých zdvihů je deformace desky nahrazující ventil vlivem vzniklého tlakového spádu. Tím se mění průtočný průřez štěrbinu pod hranou ventilu, jehož hodnotu neznáme. Že k deformaci dochází je vidět ze statické charakteristiky ventilu (příloha str. XIV), kde křivky pro konstantní zdvih mají při malých hodnotách degresivní průběh, což znamená, že klesl hydraulický odpor právě vlivem zvětšení průtočného průřezu. Proto hodnoty součinitele průtoku v těchto místech byly před provedením regrese vyjmuty jako chybné.

3.4 Použitý olej

Pro všechna měření byl použit tlumičový olej PARAMO MOGUL SILENCE 15. V práci [5] je uvedena závislost kinematické viskozity na teplotě, která byla stanovena experimentálně a jejíž aproximace polynomem 2.stupně má následující tvar

$$\nu = 9.855732 \cdot 10^{-9} t^2 - 1,241085 \cdot 10^{-6} t + 4,55866 \cdot 10^{-5} \quad . \quad (3.2)$$

Ve výrazu (3.2) představuje proměnná t teplotu ve stupních Celsia. Tato závislost kinematické viskozity na teplotě se uplatní při výpočtu Reynoldsova podobnostního čísla (4.14). Hustota oleje se předpokládá na teplotě nezávislá a při zpracování výsledků byla brána hodnota $\varrho = 880 \text{ kg/m}^3$. Příklad vzrůstu teploty při měření je zobrazen v příloze na straně XI a to pro zdvih $z = 0.0694 \text{ mm}$

4 Zpracování výsledků měření

4.1 Stanovení součinitelů průtoku

Při průtoku kapaliny otvorem vzniká mezi místy různého průřezu tlakový spád $\Delta p = \Delta p(Q, z) = p_2 - p_1$, kde hodnoty p_1, p_2 jsou hodnoty tlaků v místě před otvorem a v otvoru. Pro stacionární průtok nevazké kapaliny na ventilu lze integrací Eulerovy rovnici $dp + d(1/2 \rho v_t^2) = 0$ a z rovnice kontinuity $v_{1t} S_1 = v_{2t} S_2$ vyjádřit teoretickou rychlost ve tvaru

$$v_{2t} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad . \quad (4.1)$$

Skutečný rychlostní profil se liší od teoretického vlivem vazkosti a proto se rychlost upravuje rychlostním součinitelem φ , takže pro reálnou rychlost platí $v_2 = \varphi v_{2t}$. Také dochází ke kontrakci proudu kapaliny při průtoku otvorem, což postihuje součinitel kontrakce ψ , jenž zmenšuje průřez otvoru $S = \psi S_2$. Pro průtok pak platí $Q = S v_2$, což lze vyjádřit takto

$$Q = \frac{\varphi \psi}{\sqrt{1 - \psi^2 \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \alpha S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad . \quad (4.2)$$

V rovnici (4.2) je α průtokový součinitel. Tato rovnice odpovídá toku přes sací ventil a je shodná s rovnicí (2.21) uvedené v matematickém modelu hydraulického tlumiče v 2. kapitole. Aby bylo možné součinitel průtoku explicitně vyjádřit budeme muset předpokládat, že součinitel kontrakce $\psi = 1$, tímto způsobem ale získáme pouze rychlostní součinitel. Spolu s předchozím předpokladem lze brát přibližně součinitel průtoku $\alpha = \varphi$. Skutečný součinitel průtoku bude ještě zmenšen vlivem součinitele kontrakce. Díky tomuto předpokladu se zjednoduší rovnice pro průtok otvorem na tvar

$$Q = \alpha Q_t \quad , \quad (4.3)$$

kde Q_t je teoretický průtok pro nevazkou kapalinu.

Je třeba rozlišit mezi statickými tlaky změřenými ve zkušební komoře, které souvisí s geometrií a pohybem tekutiny uvnitř zkušebního zařízení a statickými tlaky vystupujícími v matematickém modelu, které pro změnu souvisí s geometrií a prouděním kapaliny v tlumiči. Aby bylo možné snáze převést výsledky získané měřeními na model tlumiče je dobré pracovat s tlaky celkovými. To znamená ze součtem tlaků statických (těch naměřených) a tlaků dynamických, které lze stanovit ze znalosti velikosti objemového průtoku, jenž mají tvar $1/2\rho v^2$. Součinitel průtoku je závislý na rozdílu právě tlaků v tlumiči v němž se proudění kapaliny v jednotlivých jeho prostorech liší od toho čeho se dosahuje ve zkušební komoře. Při průtoku jednotlivými škrtícími elementy v tlumiči (což je i sací ventil, byť škrcení průtoku není jeho funkcí, přesto na něm dochází k úbytku energie) vzniká tlaková ztráta, kterou lze vyjádřit v případě sacího ventilu a také jeho přívodních kanálů rovnicemi (4.4) až (4.6), kde symboly p_{c3} , p_{c2} , p_{c4} představují po řadě celkový tlak v prostoru pod pístem, tlak v akumulátoru a tlak na vstupu na ventil. Členy Δp_z představují právě tyto vzniklé tlakové ztráty a to buď na přívodních kanálech ($\Delta p_{z,k}$) nebo na ventilu ($\Delta p_{z,v}$) a nebo pro sestavu sacího ventilu i s přívodními kanály. Prvé dvě ztráty hrají roli pro určení součinitelů průtoku pro zpřesněný matematický model tlumiče s tlaky soustředěnými do sedmi pozic. Třetí pro model s tlaky soustředěnými do tří pozic který je uveden v 2. kapitole.

$$p_{c3} = p_{c4} + \Delta p_{z,k} \quad (4.4)$$

$$p_{c4} = p_{c2} + \Delta p_{z,v} \quad (4.5)$$

$$p_{c3} = p_{c2} + \Delta p_{z,kv} \quad (4.6)$$

Rovnice (4.4) až (4.6) mají charakter Bernoulliho energetické rovnice a lze je na základě naměřených statických charakteristik sestavit, přičemž je důležité k naměřeným statickým tlakům přičíst právě tlaky dynamické. Ze statických charakteristik, které byly změřeny lze určit ztrátu na kanálech a na sestavě kanálů a ventilu. Třetí ztrátu lze určit na základě charakteristiky ventilu jenž je, jak bylo již dříve popsáno, rozdílem předchozích dvou naměřených charakteristik.

Nejprve sestavíme tuto rovnici pro přívodní kanály mezi místy měření tlaku $p_{d,k}$ $ap_{h,k}$ (viz obrázek 3.3), které reprezentují statické složky tlaků před vstupem a za výstupem přívodních kanálů. V této rovnici jsou zanedbány všechny ostatní možné hydraulické ztráty a má následující tvar:

$$\begin{aligned}
p_{h,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \Delta p_{z,k} \\
p_{h,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \frac{\varrho v_{dt}^2}{2} - \frac{\varrho v_d^2}{2} \\
p_{h,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \frac{\varrho}{S_k^2 n_k^2} (Q_t^2 - Q_v^2) \\
p_{h,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,k} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_k^2 n_k^2} \left(\frac{1}{\alpha_k^2} - 1 \right) \quad (4.7)
\end{aligned}$$

Z této rovnice lze součinitel průtoku α_k explicitně vyjádřit ve tvaru

$$\alpha_k = \sqrt{\frac{\varrho Q_v^2}{2 S_k^2 n_k^2 \left[p_{h,k} - p_{d,k} + \frac{\varrho Q_v^2}{2} \left(\frac{1}{(S_{kom} - S_p)^2} - \frac{1}{S_{kom}^2} + \frac{1}{S_k^2 n_k^2} \right) \right]}} \quad (4.8)$$

Obdobně lze sestavit Bernoulliho rovnici i pro ventil, kde předpokládáme znalost jeho statické charakteristiky:

$$\begin{aligned}
p_{h,v} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,v} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \frac{\varrho}{2(\pi(d_{v31} + d_{v32})x_{v3})^2} (Q_t^2 - Q_v^2) \\
p_{h,v} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2} &= p_{d,v} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{kom}^2} + \frac{\varrho}{2} \frac{Q_v}{(\pi(d_{v31} + d_{v32})x_{v3})^2} \left(\frac{1}{\alpha_v^2} - 1 \right) \quad (4.9)
\end{aligned}$$

Z níž lze součinitel průtoku vyjádřit následujícím vztahem

$$\alpha_v = \sqrt{\frac{\varrho Q_v^2}{2 \pi^2 x_{v3}^2 (d_{v31} + d_{v32})^2 \left[p_{h,v} - p_{d,v} + \frac{\varrho Q_v^2}{2} \left(\frac{1}{(S_{kom} - S_p)^2} - \frac{1}{S_{kom}^2} + \frac{1}{\pi^2 x_{v3}^2 (d_{v31} + d_{v32})^2} \right) \right]}} \quad (4.10)$$

Týchž výsledků lze dosáhnout i dosazením do rovnic pro průtok ventily resp. kanály, které jsou součástí zpřesněného matematického modelu tlumiče. Například pouze pro ventil (budeme předpokládat tok z akumulátoru do prostoru pod píst, kdy je ventil otevřen) platí pro hodnotu objemového průtoku vztah

$$Q_v = \sqrt{\frac{2}{\varrho}} S_v(x_v) \alpha_v \sqrt{p_4 - p_2} \quad . \quad (4.11)$$

A z předchozí rovnice lze vyjádřit součinitel α ve tvaru

$$\alpha = \sqrt{\frac{\varrho Q_v^2}{2S_v^2(x_v)(p_4 - p_2)}} \quad . \quad (4.12)$$

V rovnici (4.11) je $S_v(x_v)$ plocha štěrbiny pod otevřeným ventilem. V případě měřeného sacího ventilu je rovna $S_{v3}(x_{v3}) = \pi(d_{v31} + d_{v32})x_{v3}$. Tlakový spád na ventilu lze pomocí naměřených hodnot upravit následujícím způsobem

$$\begin{aligned} p_4 - p_2 &= p_{d,v} + \frac{\varrho v_d^2}{2} - p_{h,v} - \frac{\varrho v_h^2}{2} + \frac{\varrho v_v^2}{2} = \\ &= \underbrace{p_{d,v} + \frac{\varrho Q_v^2}{(S_{kom} - S_p)^2}}_{(1)} - \underbrace{p_{h,v} + \frac{\varrho Q_v^2}{S_{kom}^2}}_{(2)} + \underbrace{\frac{\varrho Q_v^2}{\psi^2(\pi(d_{v31} + d_{v32})x_{v3})^2}}_{(3)} \end{aligned} \quad (4.13)$$

V rovnici (4.13) první člen představuje celkový tlak na vstupu na ventil, druhý člen celkový tlak na výstupu (a je roven celkovému tlaku i za tímto ventilem neboť se neuvažují žádné jiné hydraulické ztráty) a třetí je jeho dynamická složka v místě štěrbiny ventilu. Ve třetím členu vystupuje součinitel kontrakce ψ , neboť průřez při průtoku otvorem není znám. Aby bylo možno součinitel průtoku α_v explicitně vyjádřit musíme součinitel ψ opět položit roven nule. Dosazením do (4.12) za S_{v3} a $p_4 - p_2$ vyjde vztah (4.10).

Ze znalosti velikosti průtoku lze vyjádřit Reynoldsovo podobnostní číslo. To je definováno vztahem $Re = vd/\nu$, kde ν je kinematická viskozita, v je rychlost proudící kapaliny a d je charakteristický rozměr. Ten je definován vztahem $d = 4S/o$, kde S je plocha průřezu štěrbiny pod ventilem a o je obvod této štěrbiny. Reynoldsovo číslo má tedy tvar

$$Re = \frac{2vz}{\nu} = \frac{2Q_v}{\nu\pi(d_{v31} + d_{v32})} \quad . \quad (4.14)$$

Pro průtok přírodnými kanály je toto podobnostní číslo definováno vztahem

$$Re = \frac{4Q_v}{\nu\pi d_k n_k} \quad . \quad (4.15)$$

4.2 Explicitní vyjádření závislostí součinitele průtoku

V rovnicích matematického modelu hydraulického tlumiče je součinitel průtoku vyjádřen funkcí

$$\alpha = \alpha(Re) = \alpha_{00} + \alpha_0(1 - \exp(\alpha_1 Re)) \quad (4.16)$$

V práci [5] je uvažována závislost jak na hodnotě Reynoldsova čísla, charakterizujícího proudění na ventilu, tak na hodnotě zdvihu, jenž charakterizuje geometrii. Použitý vztah má tvar

$$\alpha = \alpha(z, Re) = \alpha_{00} + \underbrace{(\alpha_1 z + \alpha_2)}_{\alpha_0(z)} (1 - \exp(-\underbrace{(\alpha_3 z^2 + \alpha_4 z + \alpha_5)}_{\alpha_1(z)} Re)) \quad (4.17)$$

Dále bude použit ještě jeden regresní model navržený v [5] a porovnáno, který z modelů lépe vyhovuje. Proložit touto funkční závislostí data získaná z experimentu, lze například metodou nejmenších čtverců. To představuje minimalizovat následující funkci

$$G(\boldsymbol{\alpha}, z_i, Re_j) = \sum_{i,j} (\alpha_{ij} - (\alpha_{00} + (\alpha_1 z_i + \alpha_2)(1 - \exp(-(\alpha_3 z_i^2 + \alpha_4 z_i + \alpha_5) Re_j)))^2. \quad (4.18)$$

Kde α_{ij} jsou hodnoty získané z experimentu pomocí rovnice (4.10), $\alpha(z_i, Re_j)$ jsou hodnoty hledané funkce v bodech (z_i, Re_j) a vektor $\boldsymbol{\alpha} = (\alpha_1, \dots, \alpha_5)$. V práci [5] je k uvedenému problému přistupováno tak, že je nejdříve provedena regrese bodů pro konstantní hodnoty zdvihu z_i tj. $\alpha = \alpha(\alpha_1(z), \alpha_2(z), Re)|_{z=z_i}$ kde funkce $\alpha_1(z)$ a $\alpha_2(z)$ jsou vyznačeny v rovnici (4.17). Poté je provedena regrese právě těchto dvou funkcí podle argumentu z .

Druhou možností je užít funkci G přes všechny naměřené hodnoty. Výhodou tohoto přístupu je, že není potřeba mít pro každou hodnotu zdvihu dostatek měření pro spolehlivé proložení hodnot funkční závislosti na uvažovaném definičním oboru. Při malých hodnotách zdvihu ventilu a vysokých průtocích vzniká vysoký tlakový spád, který by mohl součástí ve zkušební komoře trvale deformovat. Také dochází k deformaci náhrady ventilu, která se vlivem tlakového spádu ohýbá jako vetknutá deska. Tím dochází ke změně velikosti zdvihu, což by mohlo nepříznivě ovlivňovat získané hodnoty α_{ij} . Tomu by šlo předejít i zesílením desky nahrazující ventil, což by ale geometrií již méně odpovídalo reálnému ventilu.

Funkce G má tedy v uvažovaném případě tvar (4.18). Pro její minimum musí platit podmínka

$$\frac{\partial G}{\partial \alpha_i} = 0 \quad i = 1, 2 \dots 5 \quad . \quad (4.19)$$

Problémy při samotné regresi může způsobit skutečnost, že zvolený model je takzvaně přeurený. Přeurenost modelu lze určit tím způsobem, že vypočteme tzv. citlivostní funkce $g_i(\boldsymbol{\alpha}) = \partial_{\alpha_i} \alpha(\boldsymbol{\alpha})$, $i = 1, \dots, 5$ a neexistuje-li nenulový vektor $\boldsymbol{\nu} = (\nu_1, \dots, \nu_5)$ takový, že platí rovnost $\sum_i g_i(\boldsymbol{\alpha}) \nu_i = 0$, pak model přeurený není.

Je-li ovšem zvolený model přeurený nelze všechny jeho regresní parametry samostatně odhadnout. Přeurenost totiž vede k singularitě matice $\mathbf{J}^T \mathbf{J}$ (\mathbf{J} je Jacobiho matice definovaná v uvedeném případě vztahem $J_{ij} = \partial_{\alpha_j} \alpha(\mathbf{x}_i, \boldsymbol{\alpha})$, kde \mathbf{x}_i představuje dvojici souřadnic z, Re změřeného bodu), takže klasické metody využívající inverze této matice selhávají. Přeurenost modelu lze odstranit vypuštěním přebytečných regresních koeficientů.

Druhou možností je využít některou nederivační metodu. Pro uvedený model (4.17) byla regrese provedena pomocí algoritmu řízeného ochlazování, což je metoda založená na generování náhodných čísel. Tento algoritmus je popsán například v [7]. Důvodem k tomu je lokální přeurenost modelu (4.17), což znamená, že Jacobiho matice je singulární jen v některých bodech $\boldsymbol{\alpha}$ a v jejich okolí je špatně podmíněna.

Že skutečně je model (4.17) lokálně přeuren, lze zjistit vypočtením již zmíněných citlivostních funkcí g_i .

$$g_3 = \partial_{\alpha_1} \alpha(\boldsymbol{\alpha}) = (\alpha_1 z + \alpha_2) z^2 Re(1 - \exp(-(\alpha_3 z^2 + \alpha_4 z + \alpha_5) Re)) \quad (4.20)$$

$$g_4 = \partial_{\alpha_2} \alpha(\boldsymbol{\alpha}) = (\alpha_1 z + \alpha_2) z Re(1 - \exp(-(\alpha_3 z^2 + \alpha_4 z + \alpha_5) Re)) \quad (4.21)$$

$$g_5 = \partial_{\alpha_3} \alpha(\boldsymbol{\alpha}) = (\alpha_1 z + \alpha_2) Re(1 - \exp(-(\alpha_3 z^2 + \alpha_4 z + \alpha_5) Re)) \quad (4.22)$$

Stačí zvolit $\nu_1 = \nu_2 = 0$, $\nu_3 = 1$, $\nu_4 = -1/2z$, $\nu_5 = -1/2z^2$, aby platilo $\sum_i g_i(\boldsymbol{\alpha}) \nu_i = 0$. Totéž lze provést i s funkcemi g_1 a g_2 .

V práci [5], je navržen ještě jeden regresní model mající tvar:

$$\alpha(z, Re) = \alpha_0 + \underbrace{(\alpha_1 z^2 + \alpha_2 z + \alpha_3)}_{\alpha'(z)} \frac{Re/(\gamma_1 z^2 + \gamma_2 z + \gamma_3)}{1 + Re/\underbrace{(\gamma_1 z^2 + \gamma_2 z + \gamma_3)}_{\gamma(z)}} \quad (4.23)$$

Pro výpočet citlivostních funkcí g_i je vhodné nejprve rovnici (4.23) přeznačíme pomocí vyznačené funkce zdvihu $\alpha'(z)$ a druhou označíme $\varphi(z, Re) = (Re/\gamma(z))/(1 + Re/\gamma(z))$, což lze zapsat takto

$$\alpha(z, Re) = \alpha_0 + \alpha'(z, \boldsymbol{\alpha})\varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) \quad . \quad (4.24)$$

Pro citlivostní funkce g_1, \dots, g_3 tak platí

$$g_1 = \partial_{\alpha_1} \alpha(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\gamma}) = \partial_{\alpha_1} \alpha'(z, \boldsymbol{\alpha})\varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) = z^2 \varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) \quad (4.25)$$

$$g_2 = \partial_{\alpha_2} \alpha(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\gamma}) = \partial_{\alpha_2} \alpha'(z, \boldsymbol{\alpha})\varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) = z \varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) \quad (4.26)$$

$$g_3 = \partial_{\alpha_3} \alpha(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\gamma}) = \partial_{\alpha_3} \alpha'(z, \boldsymbol{\alpha})\varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) = \varphi(z, Re, \boldsymbol{\gamma}) \quad . \quad (4.27)$$

Opět stačí zvolit nenulový vektor $\boldsymbol{\nu} = (1, 1/2z, -1/2z^2, 0, 0, 0)$, aby platilo $\sum_i g_i(\boldsymbol{\alpha})\nu_i = 0$, což značí, že model je přeurený. A obdobně tomu je u funkcí $g_i = \partial_{\gamma_i} \alpha(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\gamma})$, $i = 1 \dots 3$.

Tato skutečnost souvisí s použitím polynomu pro aproximaci závislosti součinitele průtoku na zdvihu ventilu. Navíc použitá aproximace má význam pouze v oblasti proměřených zdvihů a na tuto funkci se nelze spoléhat budeme-li chtít v matematickém modelu zvýšit hodnotu maximálního zdvihu. Dá se předpokládat, že součinitel průtoku se (při konstantní rychlosti) pro vzrůstající zdvih bude blížit k nějaké konstantní hodnotě, což polynom nemůže zaručit. Proto by bylo dobré navrhnout model tak, aby tuto vlastnost součinitele α postihoval.

Regresní modely pro přívodní kanály (4.28) až (4.30) již nejsou přeurený (důvod je ten že jde o předchozí modely určené pro součinitel průtoku na ventilu v nichž jsou vypuštěny nadbytečné regresní koeficienty), proto na jejich zpracování bylo použito Newtonovy derivační metody. Problém nastával pouze s modelem (4.30), kde vektor $\boldsymbol{\alpha}$, končil (v závislosti na volbě prvního odhadu) v některém z lokálních minim kriteriální funkce G .

4.2.1 Součinitel průtoku přívodních kanálů

Pro přívodní kanály je regresní model jednodušší v tom, že je funkcí pouze jednoho argumentu. Pro aproximaci součinitele průtoku přívodního kanálu

α_k jsou použity tři modely navržené v práci [5]. Ty jsou definovány následujícími funkcemi:

$$\alpha_k(Re) = \alpha_0 + \alpha_1(1 - \exp(-\alpha_2 Re)) \quad (4.28)$$

$$\alpha_k(Re) = \alpha_0 + \alpha_1 \frac{Re/\gamma}{1 + Re/\gamma} \quad (4.29)$$

$$\alpha_k(Re) = \left[\alpha_0 + \alpha_1 \frac{Re/\gamma}{1 + Re/\gamma} \right] [\alpha_2 \operatorname{atan}(\alpha_3 Re + \alpha_4) + \alpha_5] \quad (4.30)$$

Hodnoty získané metodou nejmenších čtverců pro jednotlivé regresní modely jsou uvedeny v následujících tabulkách. Jejich grafické znázornění je v příloze na stranách XV až XVII. Zde i z níže uvedených tabulek je vidět, že nejlepší aproximaci dává model (4.30), což je podmíněno jeho stupněm volnosti. Je funkcí sedmi nezávislých koeficientů.

Další nevýhoda modelu (4.30) spočívá v tom, že nelze zajistit, aby součinitel průtoku α_k při nulovém Reynoldsově čísle nedosahoval záporných hodnot pouze volbou koeficientu α_0 tak, jak je tomu u zbývajících dvou modelů. Naproti tomu zbylé dva modely dávají horší aproximace. Z níže uvedených tabulek je vidět, že součet reziduí je u těchto modelů zhruba stejný, přičemž u prvního modelu byla hodnota α_0 zvolena tak, aby křivka počínala z této zvolené hodnoty a zbylé dva koeficienty jsou vypočteny regresí. U druhého modelu byly regresí vypočítány všechny tři koeficienty, přesto je vhodné koeficient α_0 rovněž zvolit. To se provádí z toho důvodu, aby součinitel průtoku α_k nedosahoval záporných hodnot. V [5] se uvádí, že je vhodné volit tuto konstantu kladnou z důvodů stability řešení diferenciálních rovnic popisujících chování hydraulického tlumiče.

α_0	0.05
α_1	0.64905
α_2	0.003802
G	0.009

Tabulka 4.1: Koeficienty 1. regresního modelu součinitele α_k

Tvar funkce představující model (4.30) byl zvolen s ohledem na skutečnost, že v naměřených hodnotách součinitele průtoku je patrný při hodnotě Reynoldsova čísla okolo 800 lokální extrém.

α_0	-0.2451
α_1	1.0159
α_2	104.0368
G	0.013

Tabulka 4.2: Koeficienty 2. regresního modelu součinitele α_k

α_0	-32.7292
α_1	35.1954
γ	-58.5226
α_2	-0.0976
α_3	0.0022
α_4	0.8323
α_5	0.0592
G	8.72e-4

Tabulka 4.3: Koeficienty 3. regresního modelu součinitele α_k

Pro určení statické charakteristiky samotného ventilu je nezbytné odečíst charakteristiku přívodních kanálů dna pracovního válce tlumiče. Aby toto bylo možné je třeba znát velikost tlakového spádu na přívodních kanálech pro hodnoty průtoků při kterých byla měření na ventilu provedena. Toho lze docílit pouze tak, že naměřená data pro přívodní kanály proložíme polynomm 2. stupně $\Delta p_k(Q_v) = A_1 + A_2 Q_v + A_3 Q_v^2$. Koeficienty A_i , $i = 1, \dots, 3$ jsou uvedeny v tabulce 4.4 včetně hodnoty kritériální funkce G .

A_1	0
A_2	0.002168
A_3	0.034708
G	8.28-5

Tabulka 4.4: Koeficienty regresního modelu statické charakteristiky Δp_k

Tato funkce a naměřená data jsou zobrazeny v příloze na straně XIII.

Hodnota A_1 byla zvolena a to tak, aby při nulovém průtoku byl i nulový tlakový spád.

4.2.2 Součinitel průtoku sacího ventilu

V oddíle 4.1 je popsáno jakým způsobem je vypočtena dvojice veličin Re, α_v , které společně z hodnotou zdvihu tvoří statickou charakteristiku sacího ventilu. A v následujícím odstavci 4.2 jsou uvedeny dva použité regresní modely pomocí nichž jsou experimentálně získaná data proložena. V tomto oddíle budou koeficienty obou těchto modelů uvedeny.

Regrese těchto funkce dvou nezávislých argumentů je složitější z výše uvedených důvodů, které spočívají v přeürčenosti těchto modelů. Proto k nalezení minima kritériální funkce G bylo užito algoritmu řízeného ochlazení, který je iterační metodou, ale směr přírůstku vektoru $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_n)$, kde n je počet použitých parametrů, je volen pomocí generování náhodného vektoru, což mu umožní uniknout z případných lokálních minim. Nevýhodou je, že nalezení globálního extrému v konečném čase je zaručeno pouze s nějakou pravděpodobností a není nikdy jisté, že nalezené minimum je globální, tady nedá se rozhodnout, kdy algoritmus zastavit, což znamená, že je i časově náročný. Navíc rychlost nalezení řešení velmi závisí na volbě první iterace. Pokud se algoritmus zastavil (t.j. neopustil po určité době hodnotu vektoru α), byla použita pro zpřesnění výsledků již klasická Newtonova derivační metoda.

α	1	2
α_0	0.05	0.05
α_1	-0.11856	-0.1524
α_2	0.48489	00.58267
α_3	0.00007	0.0006357
α_4	-0.000907	-0.001905
α_5	0.006636	0.004889
G	0.3273	0.4337

Tabulka 4.5: Koeficienty regresního modelu součinitele α_v (1. model)

V tabulce 4.5 jsou ve sloupci **2** regresní koeficienty modelu, který je proložen všemi daty získanými z měření, kdežto ve druhém případě byly použity data z nichž byly vyřazeny některé hodnoty pro malé zdvihy (a velké rychlosti), neboť, jak bylo popsáno dříve, jsou zkreslena deformací desky, která

nahrazuje ventil. Tato deformace je nejvíce patrná právě při vysokých hodnotách Reynoldsova čísla a malých zdvích.

α_0	-0.05
α_1	-0.062843
α_2	-0.33654
α_3	-0.69023
γ_1	-66.707
γ_2	146.07
γ_3	-203.68
G	0.213

Tabulka 4.6: Koeficienty regresního modelu součinitele α_v (2. model)

Z výsledků je patrné, že lepší aproximaci dává funkce obsahující součinitele γ_i , ale tento rozdíl není příliš výrazný. Větší význam má kvalita a rozsah naměřených veličin a v tomto směru by bylo vhodné provést ještě několik měření pro různé zdvihy.

5 Závěr

Výsledky získané experimentem je potřeba doplnit statickou charakteristikou (průtok – tlakový spád) na reálném ventilu. Takto získaná charakteristika však nenese informaci o zdvihu ventilu, což lze vyřešit tak, že se získaná charakteristika reálného ventilu promítne na plochu statické charakteristiky sestavy s náhradním ventilem (je uvedena v příloze na straně XIV). Tak dostaneme pro reálný ventil charakteristiku tlakový spád – zdvih, která je nezbytná k určení tuhosti přitlačné pružiny sacího ventilu.

Po zpracování výsledků se ukázalo, že pro stanovení součinitele průtoku není nutné proměřit statickou charakteristiku nejvíce v oblasti malých zdvihů. Naopak v této oblasti jsou měření zatížena chybou vzniklou deformací desky nahrazující ventil. Tomu by šlo případně předejít použitím náhrady ventilu o větší tloušťce, čímž se však zase vzdalujeme od skutečných proudových poměrů, které na reálném ventilu vznikají. Na druhou stranu vzhledem k použitým snímačům tlaku jsou měření při větších tlacích přesnější (neuvažujeme-li možnou deformaci), protože rozptyl nasnímaných hodnot není vzhledem ke střední hodnotě tak výrazný. Vhodné by bylo proměřit statickou charakteristiku s jiným typem snímačů a vyhnout se oblasti s příliš malými zdvihi. Dalším důvodem proč není v této oblasti provádět tolik měření je i to, že skutečný sací ventil v této oblasti tlakových spádů nepracuje. To, že takto měření nebylo provedeno je proto, že jsem vycházel z metodických postupů použitých v práci [5], jejímž úkolem ale bylo stanovit součinitele průtoku na vysokotlakém odlehčovacím ventilu.

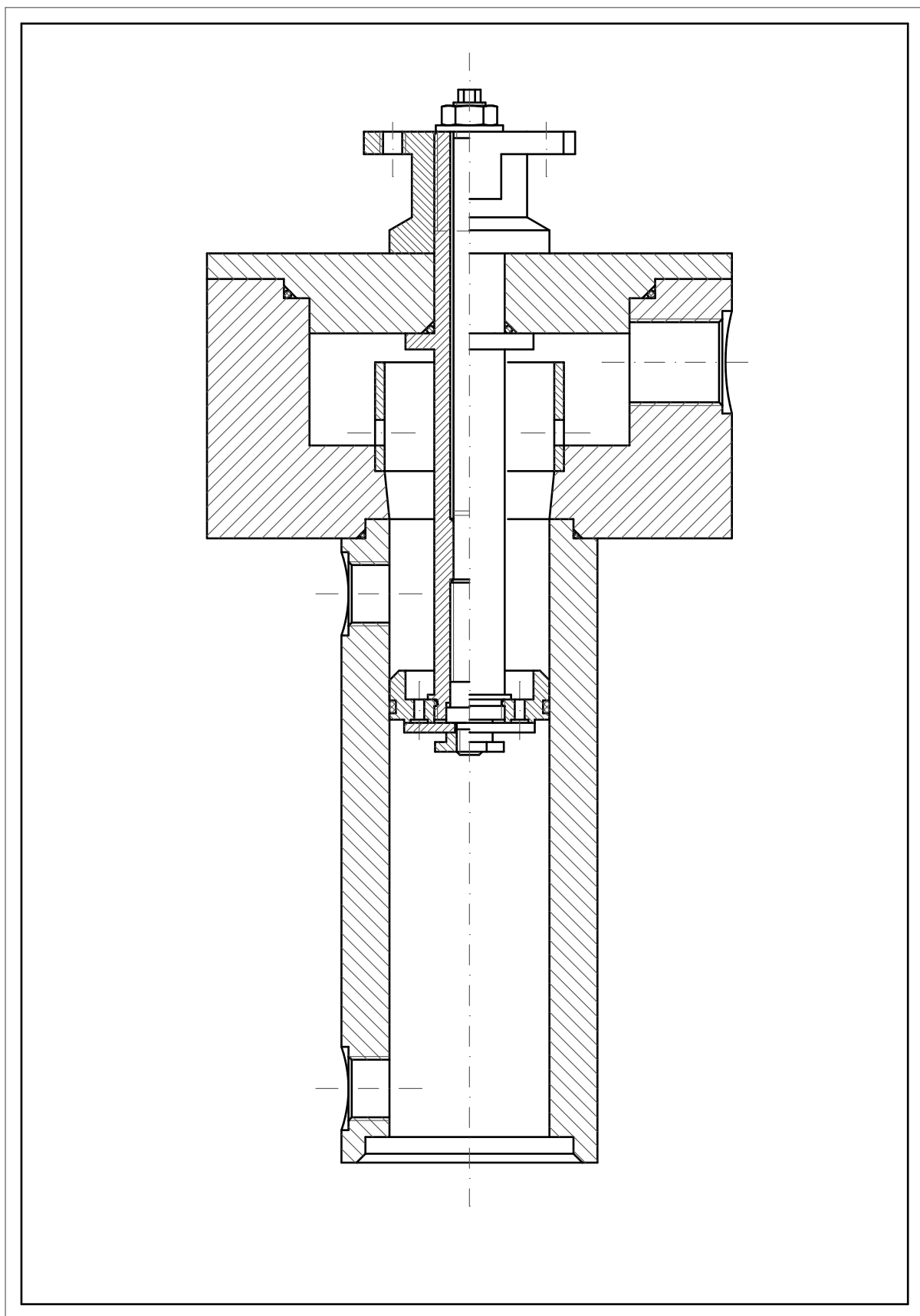
Výsledkem provedených měření je stanovení součinitele průtoku. Získané výsledky nejen doplňují matematický model tlumiče, ale také dávají představu o tom v jakém rozsahu hodnot Reynoldsova čísla je tímto svým parametrem součinitel průtoku významněji ovlivněn. A také lze získat představu o tom jakých asymptotických hodnot dosahuje.

Literatura

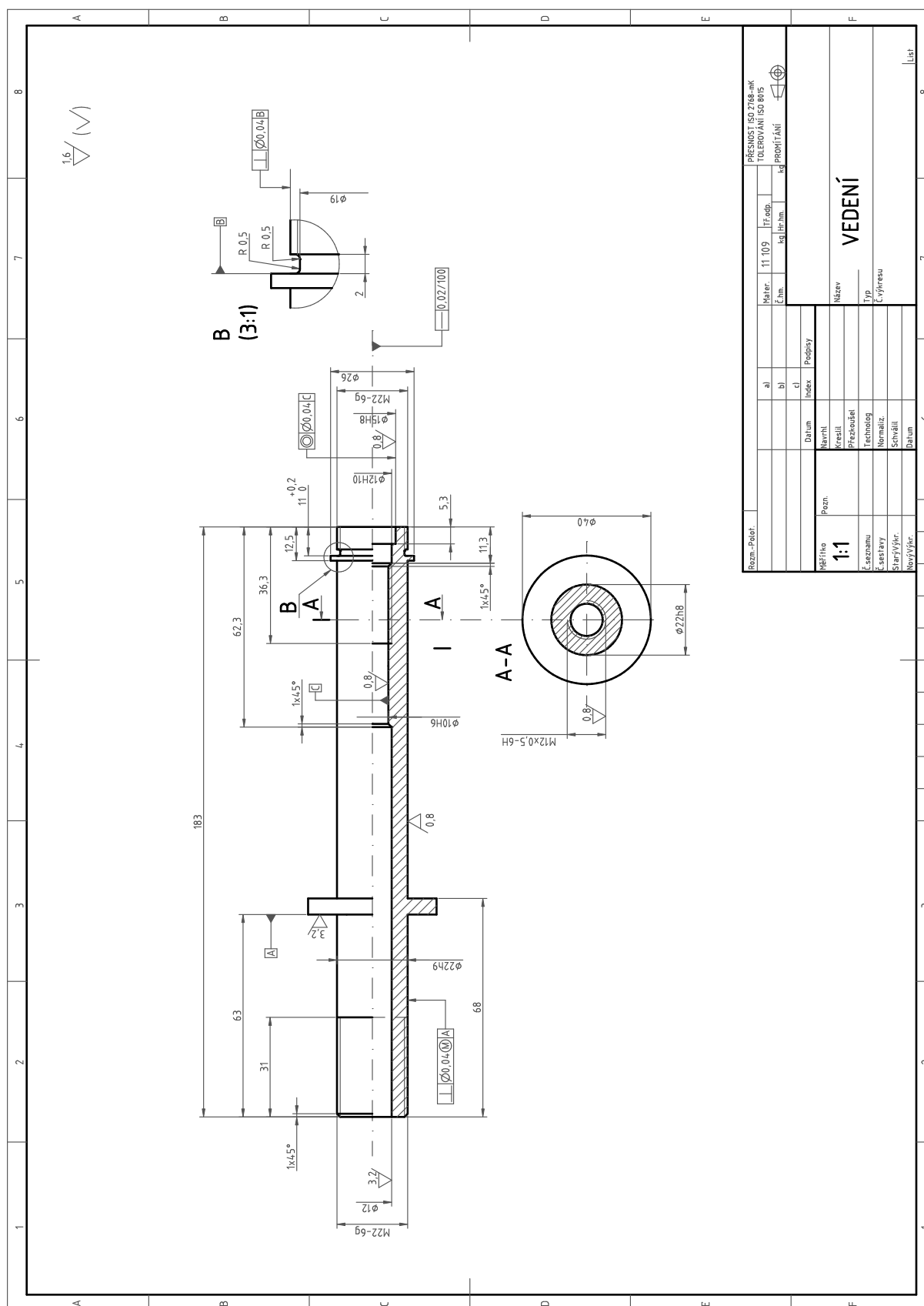
- [1] Barbora J.: Zařízení pro měření hydraulických odporů prvků teleskopického tlumiče, Technická zpráva 1/2001
- [2] Brdička M.: Mechanika kontinua, Academia, Praha 2000
- [3] Hátle J., Likeš J.: Základy počtu pravděpodobnosti a matematické statistiky, ALFA Bratislava, Praha 1972
- [4] Lang H.H.: A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies, University of Michigan 1977
- [5] Matějec R.: Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrťacích elementů hydraulického tlumiče, Liberec 2005
- [6] Matějec R.: Experimentální výzkum součinitele průtoku odlehčovacího ventilu tlumiče včetně přírodních kanálů, MSM242100001/2004/1453-04, Liberec 2004
- [7] Meloun M., Militký J.: Statistická analýza experimentálních dat, Academia, Praha 2004
- [8] Noskievič J.: Mechanika tekutin, SNTL, 1987
- [9] Noskievič J. a kol.: Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních, SNTL, 1988
- [10] Rektorys K. a kol.: Přehled užití matematiky I,II, Prohetheus, Praha 2000
- [11] Šklíba J., Štegl M.: Rozbor konstrukčních parametrů hydraulických tlumičů, Výzkumná zpráva SVÚSS 83-03032, 1983
- [12] Šklíba J., Barbora J., Štegl M.: Matematický model tlumiče s reálnou kapalinou, Výzkumná zpráva SVÚSS 85-03042, 1985

- [13] Šklíba J., Svoboda R.: Some problems of hydraulic dumper modeling, Dynamic of Machines, National Colloquium, Praha 2000
- [14] Zaplatílek K., Doňar B.: MATLAB - tvorba uživatelských aplikací, BEN, Praha 2004
- [15] Zaplatílek K., Doňar B.: MATLAB - pro začátečníky, BEN, Praha 2003

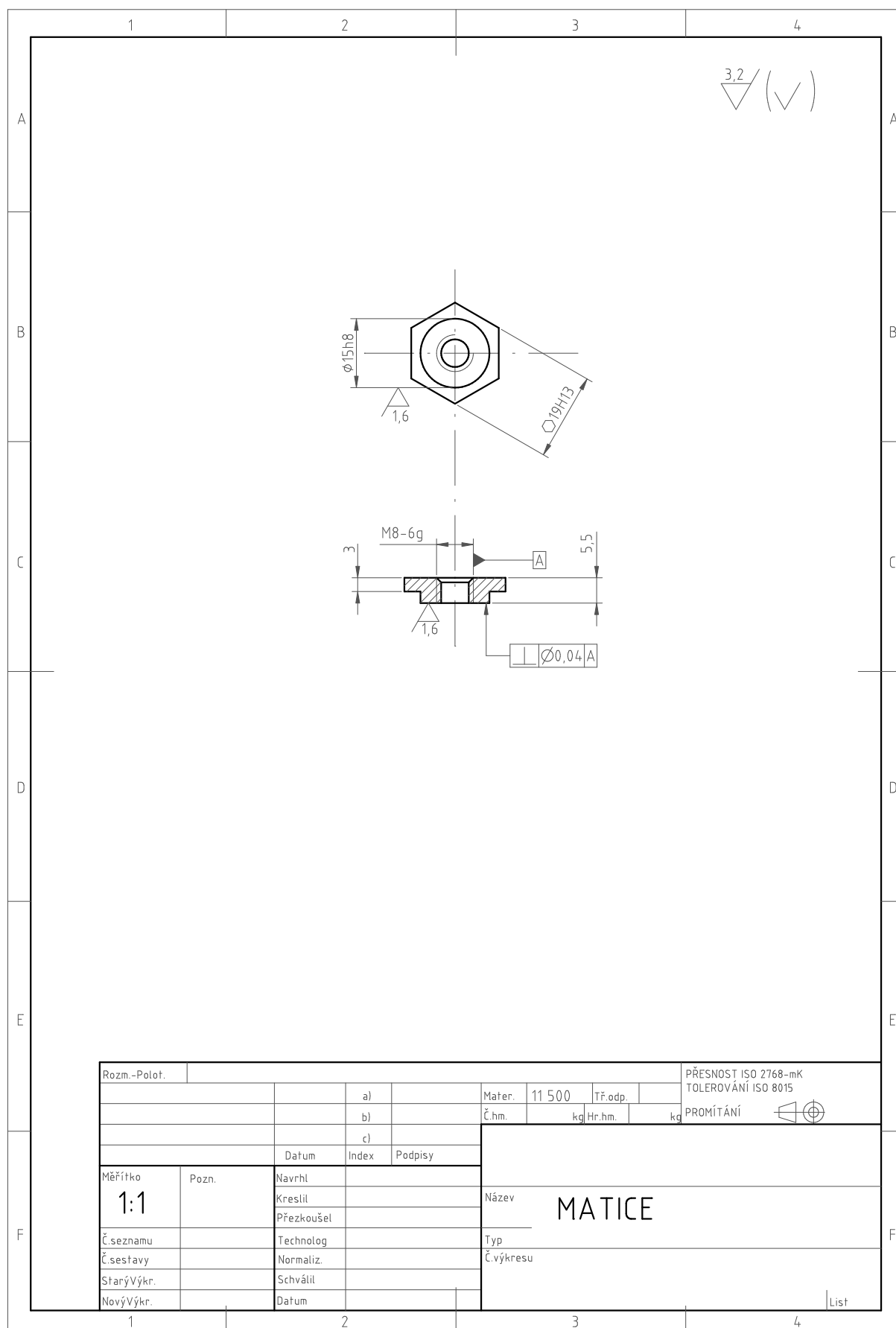
PŘÍLOHA



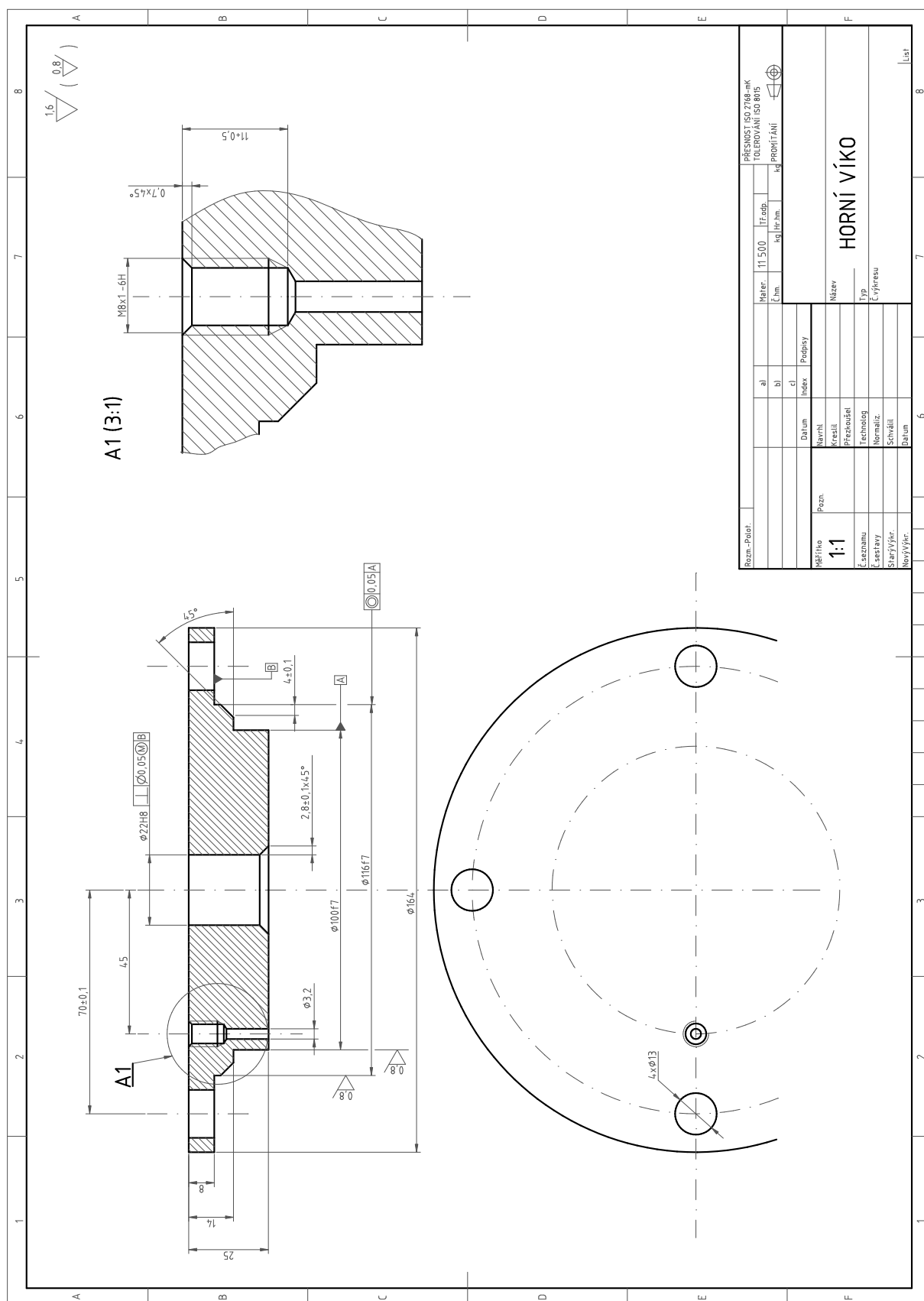
Obrázek 5.1: Částečná sestava zkušební komory



Obrázek 5.3: Vedení



Obrázek 5.5: Matice k příchycení ventilu



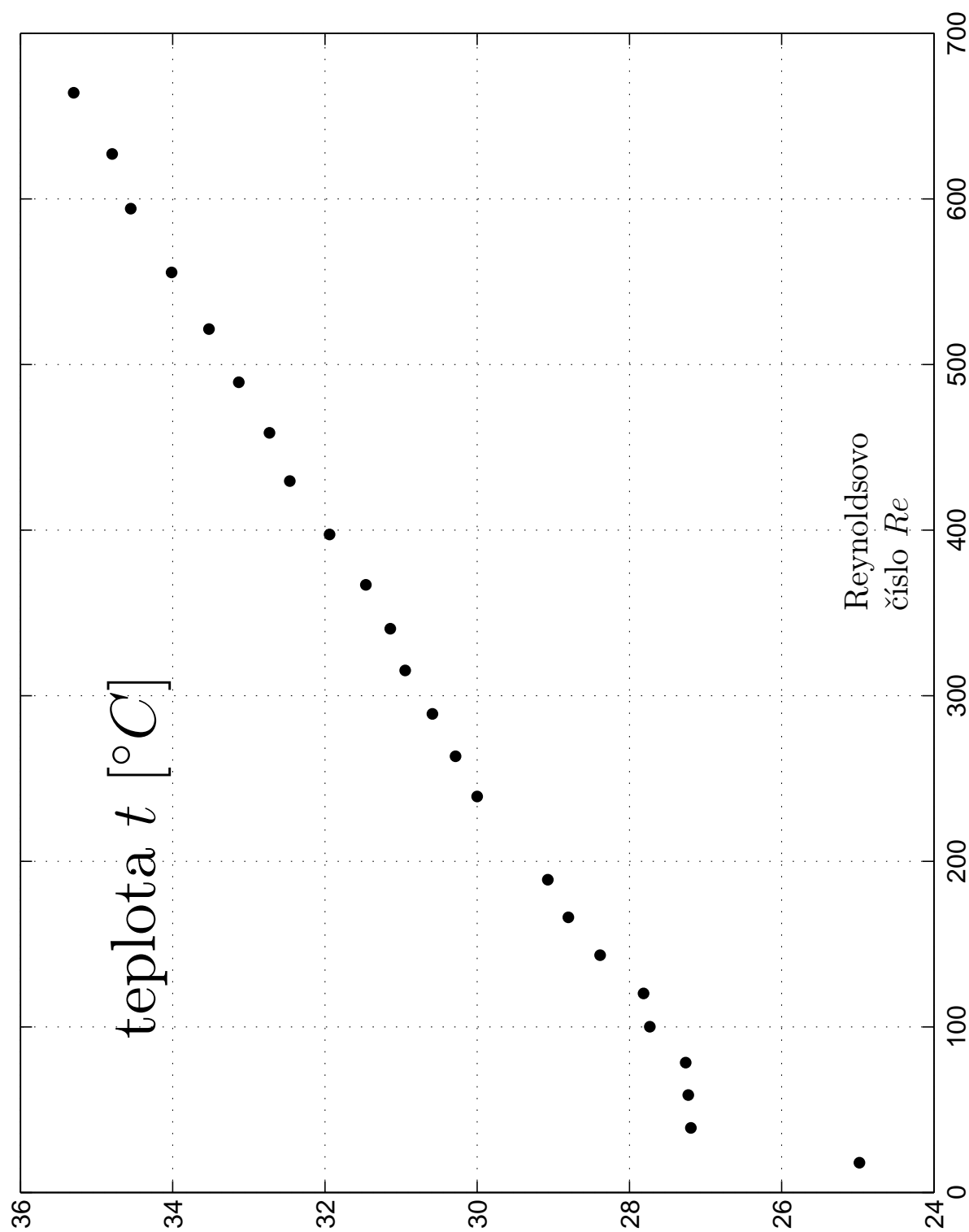
Obrázek 5.7: Víko pracovní komory



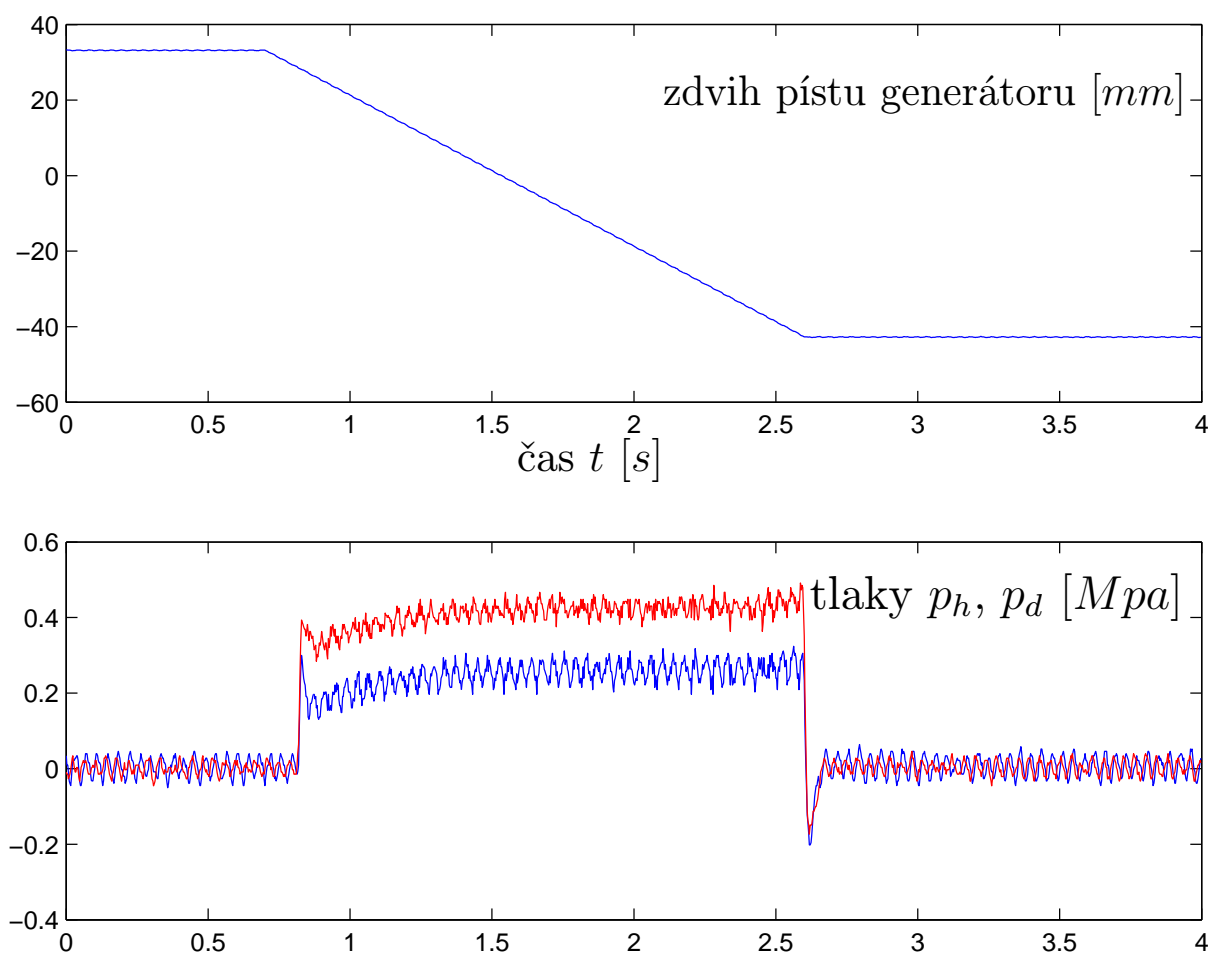
Obrázek 5.9: zkušební komora



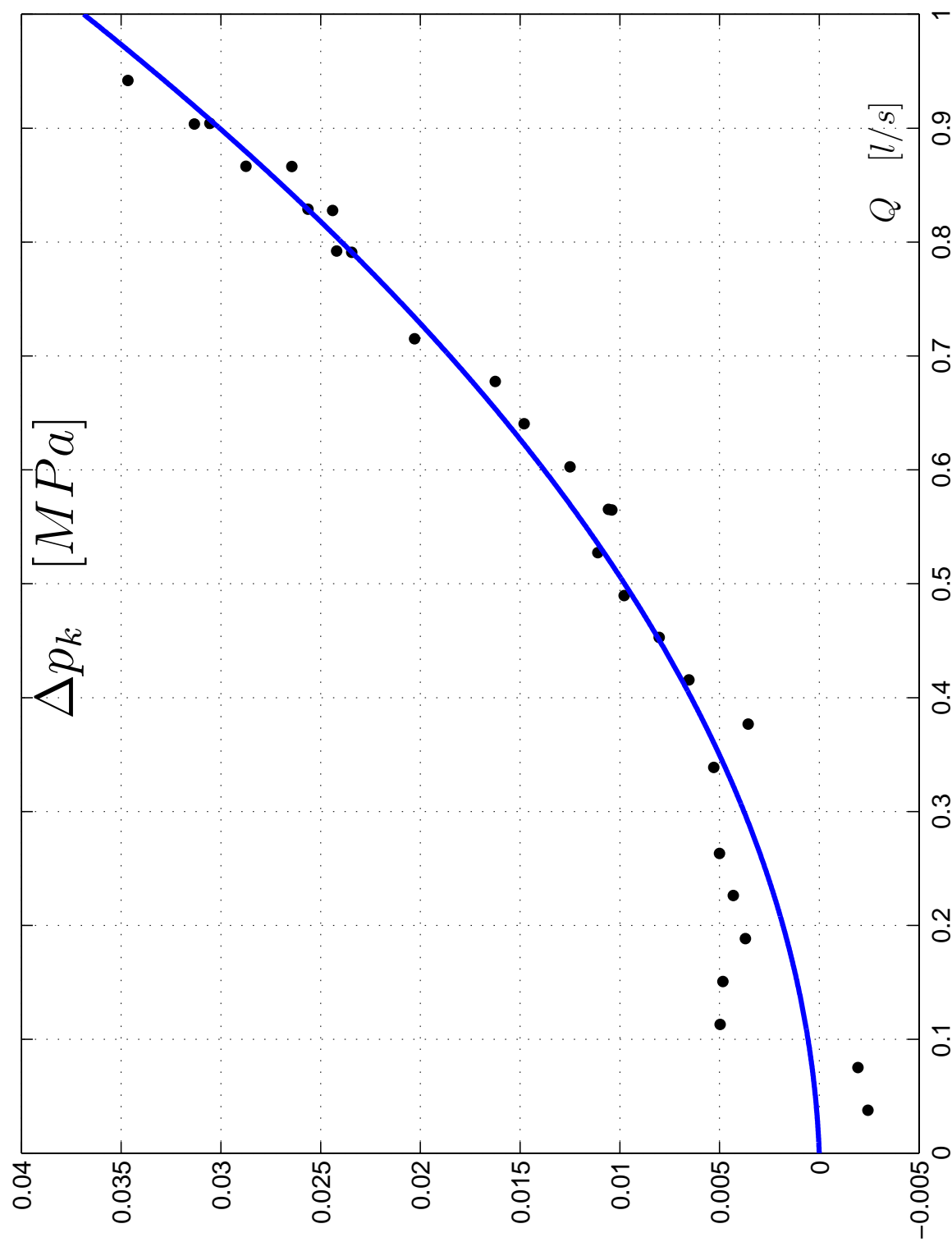
Obrázek 5.10: Vnitřní část zkušební komory



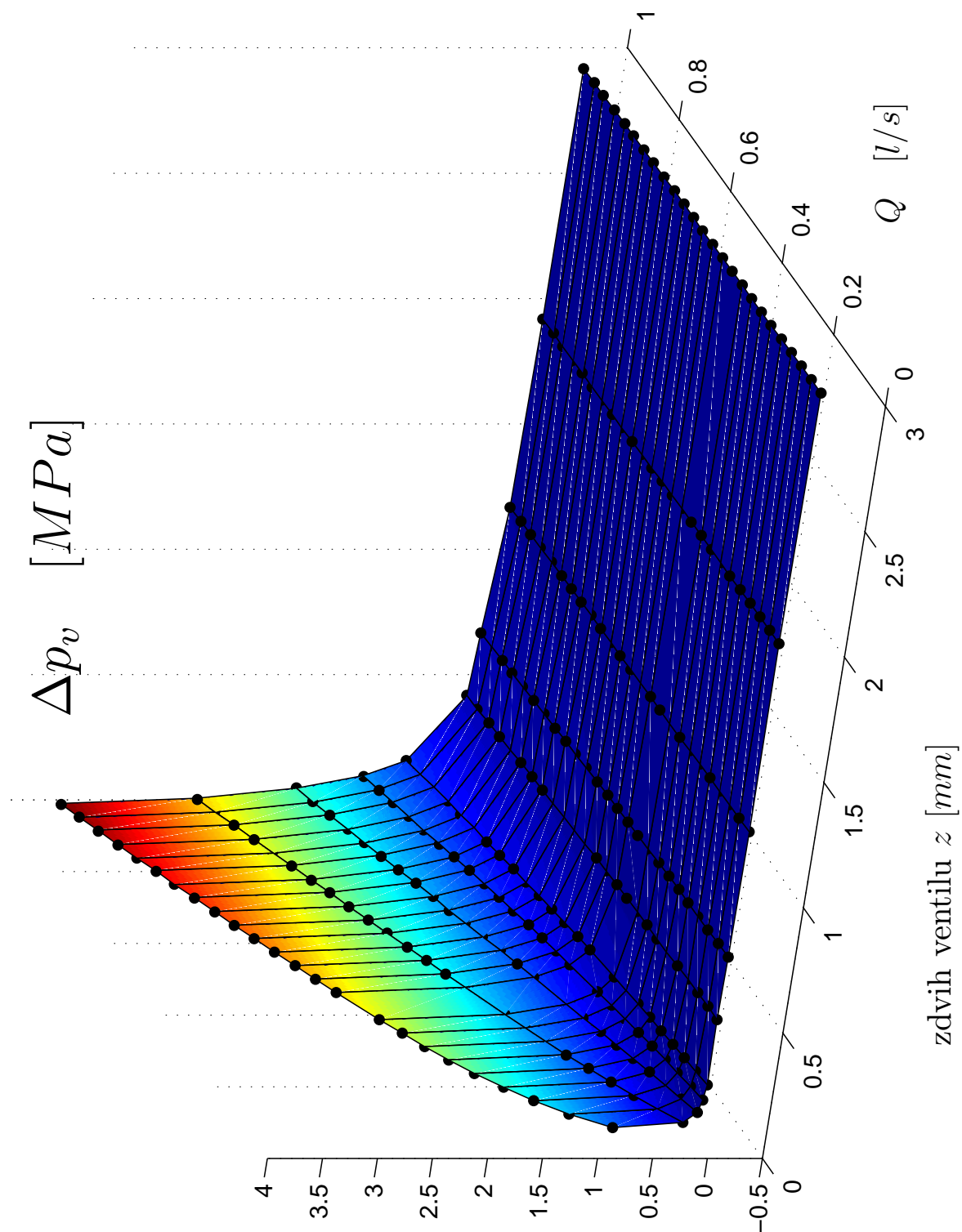
Obrázek 5.11: nárůst teploty ve zkušební komoře při $z = 0.0694 \text{ mm}$



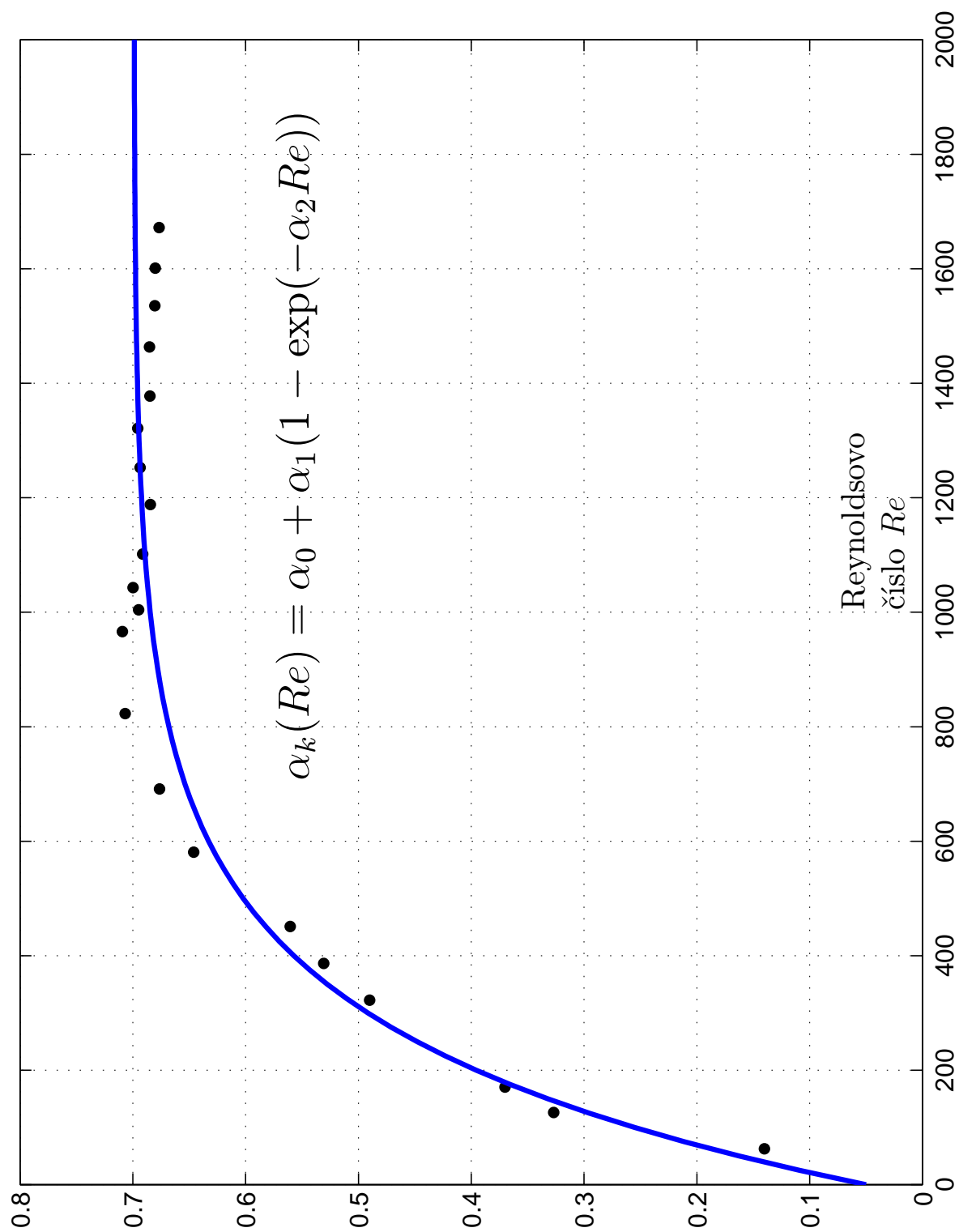
Obrázek 5.12: tlaky v komoře v závislosti na pohybu pístu generátoru



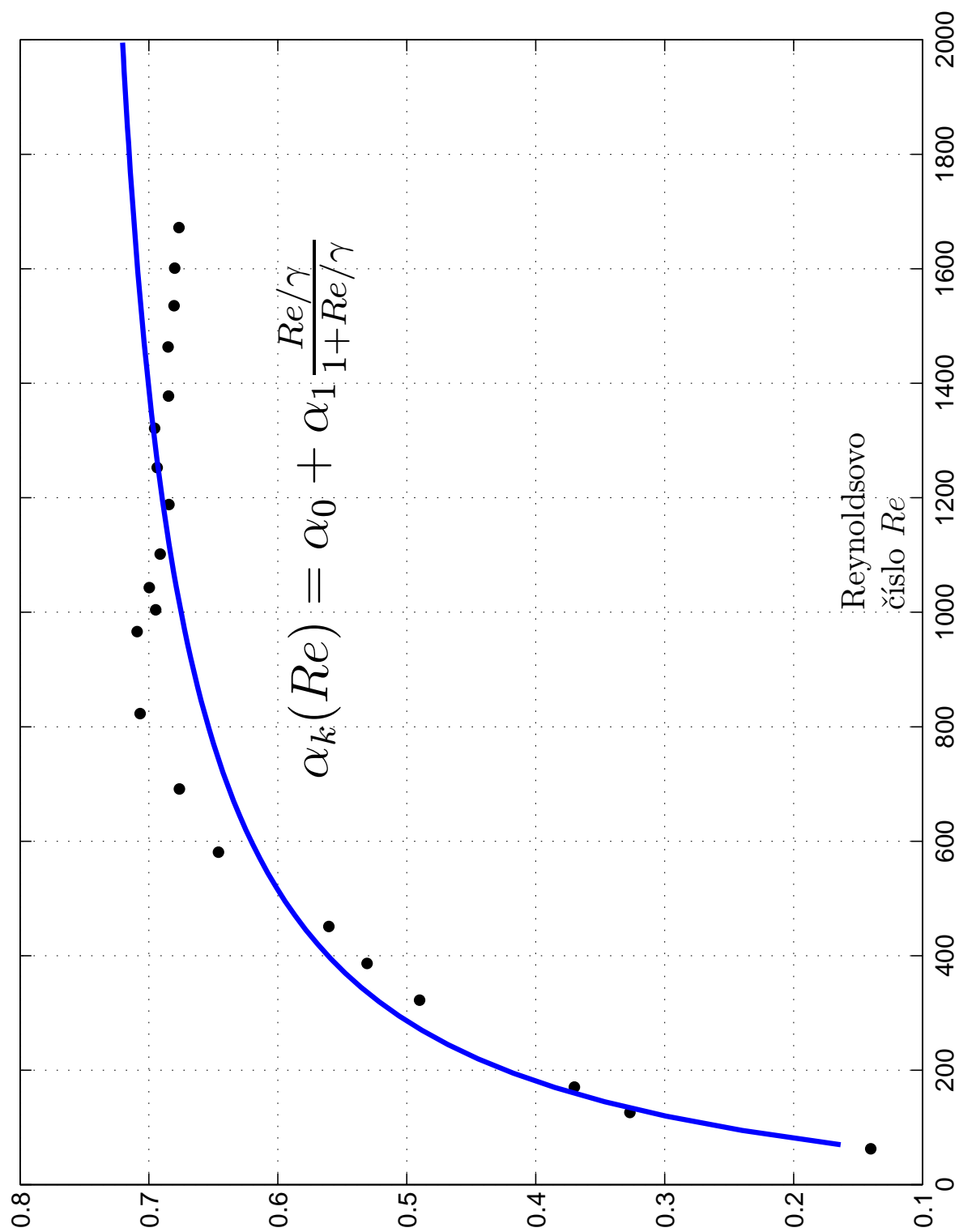
Obrázek 5.13: Statická charakteristika přívodních kanálů



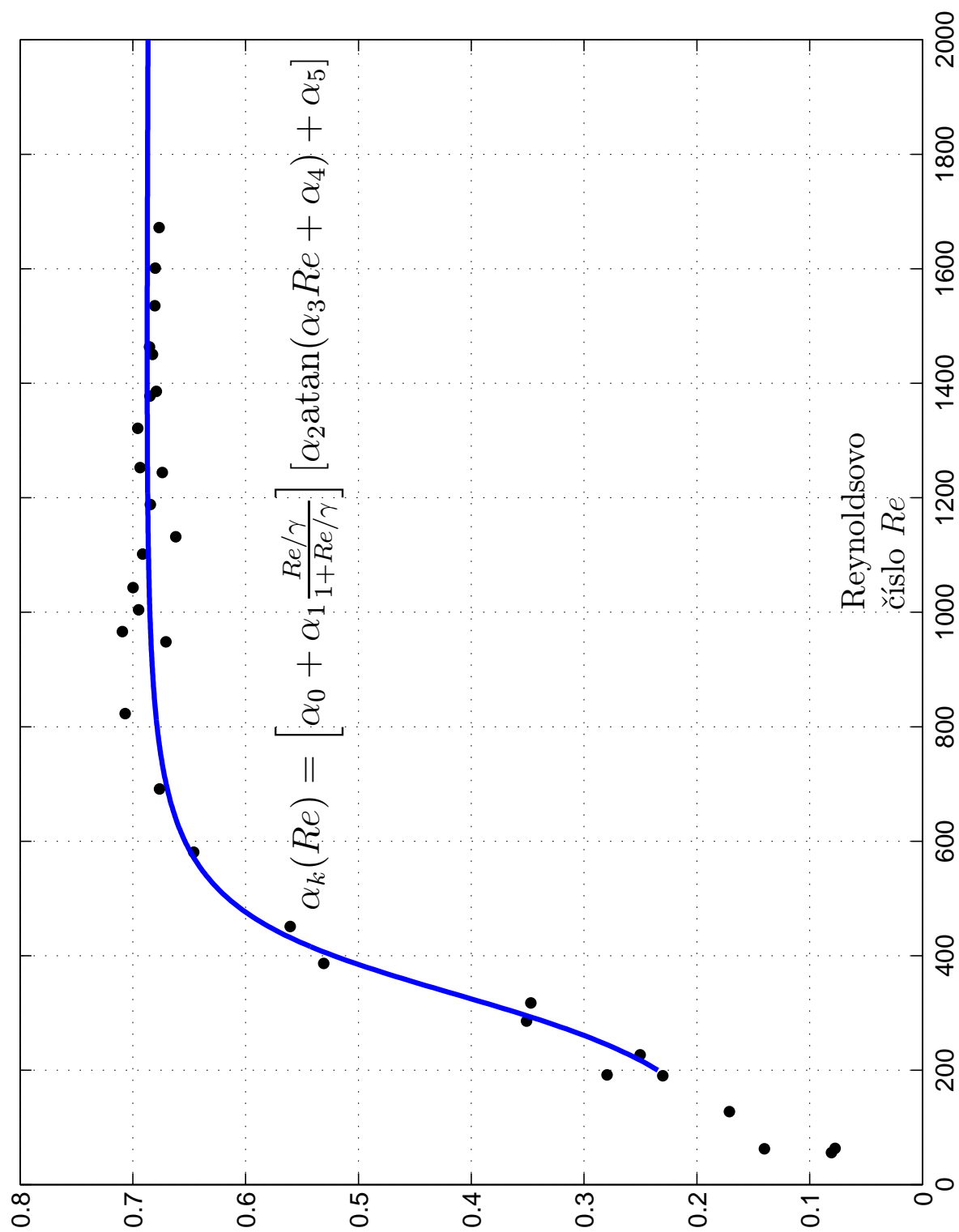
Obrázek 5.14: Statická charakteristika ventilu



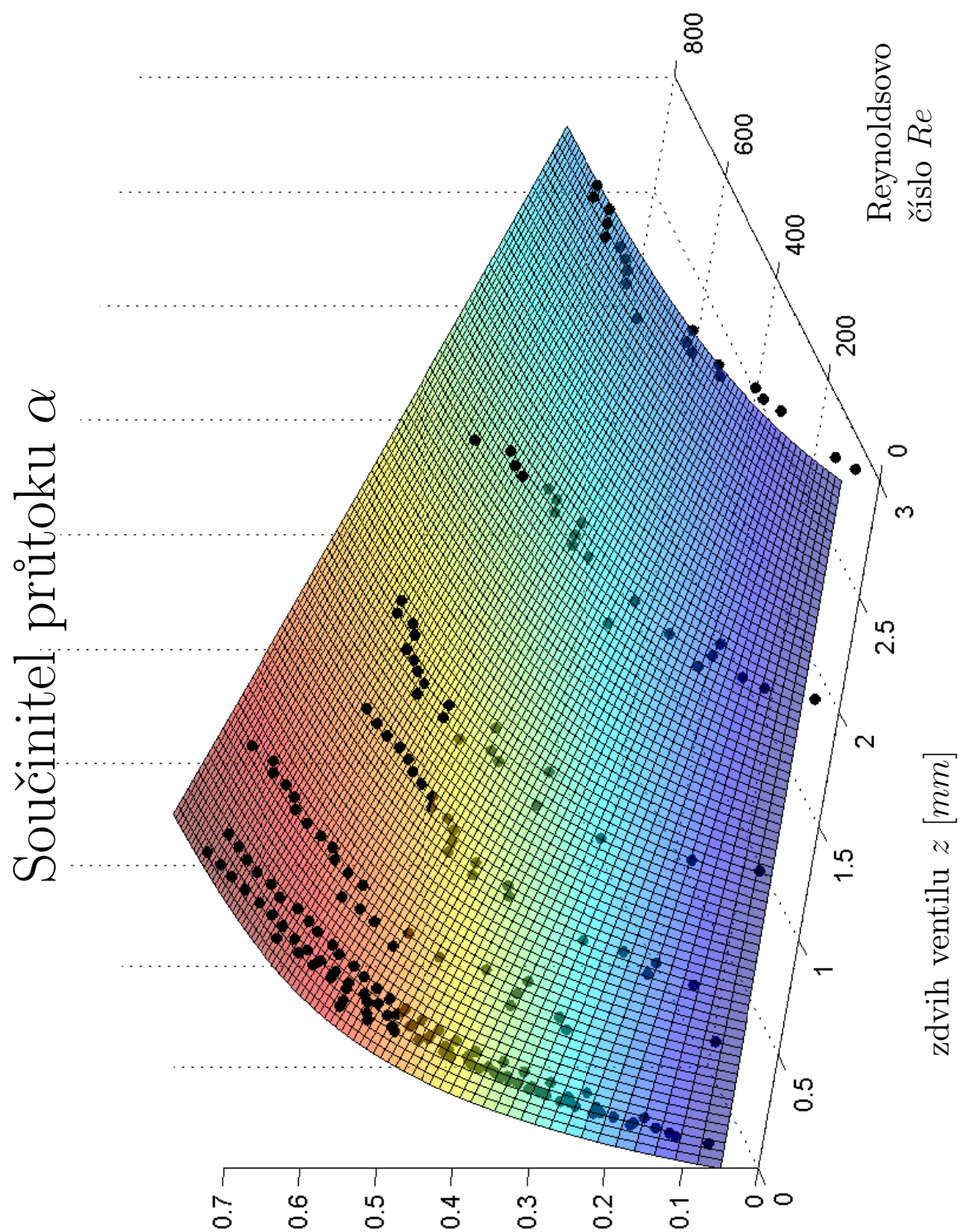
Obrázek 5.15: Součinitel průtoku α_k (1. model)



Obrázek 5.16: Součinitel průtoku α_k (2. model)



Obrázek 5.17: Součinitel průtoku α_k (3. model)



Obrázek 5.18: Součinitel průtoku α sacího ventilu (1. model)